



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OPTIMALIZACE SACÍHO KANÁLU SPALOVACÍHO MOTORU

OPTIMISATION THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE INTAKE PORT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ MICHAL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAN VANČURA

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Michal

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Optimalizace sacího kanálu spalovacího motoru

v anglickém jazyce:

Optimisation the internal combustion engine intake port

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Těžištěm práce je optimalizace tvaru sacího kanálu zvoleného spalovacího motoru pomocí CFD. Výsledky analýz necht' jsou ověřeny experimentálním měřením.

Cíle diplomové práce:

- 1) Řešení týkající se tlakových ztrát sacího systému spalovacího motoru
- 2) Sestavení parametrického CAD modelu na základě reálné geometrie (model musí obsahovat alespoň tři parametrické entity)
- 3) CFD výpočty variant CAD modelu
- 4) Ověření výpočtu experimentálním měřením
- 5) Zhodnocení výsledků

Seznam odborné literatury:

[1] Vlk, F.: Příslušenství vozidlových motorů. Brno 2002.

[2] Vlk, F.: Vozidlové spalovací motory. Brno 2003.

[3] HOFMANN, K. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: Přepřínování spalovacích motorů. 2. vyd. VUT Brno: SNTL, 1985. 134 s.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Vančura

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 24.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na optimalizaci sacího kanálu moderního spalovacího motoru. Popisuje sestavení 3D modelu v prostředí softwaru Pro Engineer na základě reálné geometrie získanou reverzním inženýrstvím systémem ATOS a metodou CFD simuluje proudění sacím traktem. Na konci práce jsou porovnány výsledky počítačové simulace s reálnou zkouškou na průtokoměru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Sací kanál, sací trakt, sací ventil, proudění, CFD

ABSTRACT

The thesis is focused on optimizing the inlet port of the modern combustion engine. Of describes the preparation of the 3D model in ProEngineer software environment based on real geometry obtained by reverse engineering system and method ATOS CFD simulates the flow of the inlet manifold. At the end of the work are compared with results of computer simulation of the real test of the meter.

KEYWORDS

Inlet port, inlet manifold, inlet valve, flow, CFD



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MICHAL, T. Optimalizace sacího kanálu spalovacího motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 80 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Vančura.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Janem Vančurou a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2011

.....

Tomáš Michal



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji touto cestou Ing. Janu Vančurovi, za odborné vedení diplomové práce, vstřícnost a přátelský přístup při řešení všech problémů týkajících se této práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Lubomíru Drápalovi za cenné rady při tvorbě modelu v softwaru ProEngineer.



OBSAH

Úvod	7
1 Sací systém spalovacího motoru.....	8
1.1 Prvky sacího traktu.....	9
1.1.1 Čistič vzduchu	9
1.1.2 Škrťící klapka	10
1.1.3 Sací potrubí.....	10
1.1.4 Rezonanční potrubí.....	10
1.1.5 Sací kanál.....	12
1.1.6 Sací ventil	13
1.1.7 Sedlo ventilu	15
1.1.8 Chladič stlačeného vzduchu	15
2 Proudění.....	16
2.1 Základní pojmy.....	16
2.2 Fyzikální vlastnosti.....	18
2.2.1 Kapaliny.....	18
2.2.2 Plyny.....	18
2.2.3 Tekutina	18
2.2.4 Tlak	18
2.2.5 Teplota	18
2.2.6 Hustota a měrný objem.....	19
2.2.7 Stlačitelnost kapaliny	19
2.3 Laminární proudění	20
2.4 Turbulentní proudění	21
2.5 Reynoldsovo číslo.....	21
2.6 Mezní vrstva	22
2.7 Rovnice kontinuity	22
2.8 Eulerova rovnice.....	23
2.9 Bernoulliho rovnice	24
2.10 Ztráty při proudění.....	25
2.10.1 Odpory a ztráty	25
2.10.2 Třecí ztráty v potrubí	26
2.10.3 Místní odpory a ztráty.....	26
2.10.4 Změna směru proudění	27
2.10.5 Kuželové potrubí	27
2.10.6 Průtokový součinitel.....	28



2.11	Víření směsi ve válci	28
3	Sestavení 3d cad modelu	29
3.1	Vytvoření odlitku.....	29
3.2	3D skenování	30
3.3	Digitalizace odlitku.....	32
3.4	3D Parametrický CAD model.....	32
3.5	Model nátrubku.....	33
3.6	Model Ventilu a sedla Ventilu	34
3.7	Sestava	35
4	Návrh optimalizace.....	36
4.1	Úhlová entita.....	37
4.2	Délková entita.....	38
4.3	Průměrová entita.....	39
4.4	Navržené sestavy sacích traktů v rámci optimalizace	40
5	Vytvoření sítě	41
5.1	Import a úprava geometrie.....	41
5.2	Vytvoření sítě mesh	42
5.3	Vytvoření prizmatické sítě.....	48
6	Cfd simulace	52
6.1	Příprava modelu.....	54
6.2	Nastavení okrajových podmínek	54
6.3	Výpočet.....	55
7	Vyhodnocení cfd výpočtů.....	57
7.1	Vyhodnocení výpočtů původní varianty sacího kanálu.....	58
7.2	Vyhodnocení výpočtů úhlové varianty sacích kanálů	61
7.3	Vyhodnocení výpočtů délkové varianty sacích kanálů	62
7.4	vyhodnocení výpočtů průměrové varianty sacích kanálů.....	63
8	Optimalizace sacího kanálu	64
9	Zhodnocení výsledků CFD	71
10	Experimentální měření	74
11	Závěr.....	77
	Použité informační zdroje.....	78
	Seznam použitých zkratk a symbolů	79



ÚVOD

Optimalizací proudění ve spalovacím prostoru lze dosáhnout lepšího naplnění válce, nebo účinnějšího spálení paliva. Při plnění válce vznikají pohyby, které jsou dané tvarem kanálu, ventilu, ale i tvarem spalovacího prostoru. Tvar sacího kanálu je proto významným faktorem pro výkon motoru a je silně závislý na prostorových skutečnostech hlavy válců a musí se optimalizovat modelováním a zkouškami.

Za využití nestacionárních výpočtů jsme schopni provádět tvarové optimalizace a odhalit tak skrytý výkonový potenciál motoru. Stejně tak lze navrhnout efektivnější proudění.

V mé práci pojednávám o funkci sacího potrubí. Z fyzikálního hlediska se zaměřuji na proudění kapalin pro pochopení dané problematiky. Analyzoval jsem změny hmotnostního toku a rychlosti, které se projeví se změnou vybraných entit do deseti až dvaceti procent jejich původní varianty. Jednotlivé varianty projdou procesem simulace proudění, z nichž vzejde výsledný optimalizovaný tvar. Na konci práce budou výsledky simulace ověřeny experimentálním měřením a výsledné výpočty porovnány mezi sebou.

V diplomové práci jsou shrnuty výsledky CFD simulací proudění osmi variant sacích kanálů v sacím traktu spalovacího motoru. K výpočtům byl využit software FLUENT, pro geometrické úpravy a sítě využit software ICEM a TGRID a modely sestav sacích kanálů byly vytvořeny v CAD programu ProEngineer. Důraz byl v této práci kladen zejména na posouzení proudění se změnou rozměrových entit sacího kanálu s výhledem na budoucí optimalizaci průtokových hodnot zvolených variant. Model byl vytvořen na základě reálné geometrie sacího kanálu automobilu Škoda Fabia 1,2 12V, která v závěru práce posloužila k experimentálnímu ověření na průtokoměru v laboratořích VUT jenž byla porovnána s výsledky počítačové simulace.

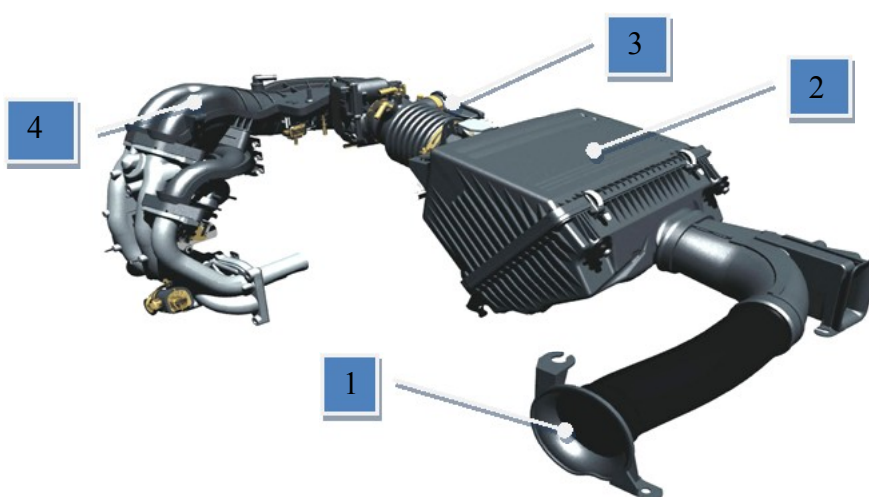
Vytvořil jsem parametrickou 3D sestavu sacího traktu, jejíž rozměry jsou plně variabilní a díky tomu mohu vytvářet nespočet rozměrových variant, které umožňují porovnávat, a simulovat proudění ve spalovacím motoru. Díky této simulaci se dá vizualizovat proudění a lépe tak danou problematiku pochopit.



1 SACÍ SYSTÉM SPALOVACÍHO MOTORU

Sací systém tvoří nezbytnou součást ve spalovacím motoru. Zabezpečuje přívod nové náplně do válců. U motorů zážehových a u vznětových s přímým vstřikem paliva do válce se bavíme o přívodu vzduchu. U motorů s vnější tvorbou směsi (benzín vstřikován do sacího potrubí nebo do sacího kanálu) je čerstvá směs přiváděna se vzduchem. Pro motory, které jsou přeplňované je vhodnější používat označení „systém plnění válců motoru“ a namísto nasávaný vzduch používat „vzduch plnicí“.

Důležitým faktorem, který je kladen na konstrukci sacích kanálů je požadavek na co nejmenší tlakovou ztrátu s čímž souvisí co nejlepší naplnění válce motoru ve všech pracovních cyklech motoru, a to hlavně v režimu maximálního výkonu. Tomu odpovídají kanály, které mají co největší poloměr zakřivení a kanál vstupuje do válce rovnoběžně s osou ventilu. Takový kanál je označován jako „přímý“. U sportovních motorů se používají kanály spádové, které jsou extrémem v řešení tohoto požadavku. V některých případech však může být tento požadavek zanedbán ve prospěch řízení tvorby směsi. Jde o vznětové motory s přímým vstřikem paliva, kde dokonalé spálení vstřikovaného paliva zajišťuje intenzivní tangenciální víření vzduchu vyvolané sacím kanálem, který má tvar tangenciální nebo šroubový. Také motory (zážehové) o velkém zdvihovém objemu s čtyřventilovou hlavou, u kterých je pro snížení spotřeby paliva s malým zatížením a nízkými otáčkami nasávána do válce motoru chudá směs. Pro tyto motory je sací systém navrhován s režimem pro maximální výkon, to znamená velké průtočné průřezy s minimálním odporem proti průtoku čerstvé náplně. Tyto motory vyžadují kanál přímý. Dříve byla používána velmi bohatá směs při malém zatížení motoru a bylo tak zajištěno spolehlivé zapálení. Nevýhodou byl malý pohyb směsi ve válci čili špatné promíšení a tak dohořívala až ve výfukovém potrubí, což mělo za následek zvýšení spotřeby paliva. Pro získání potřebného tangenciálního víru pro snížení spotřeby paliva se využívá například způsob uzavření jednoho ze sacích kanálů, nebo vyřazení jednoho sacího ventilu, což má za následek, že směs vstupuje do válce po obvodu a vyvolává vznik tangenciálního víru. Základní odpor v sacím systému má vzduchový filtr. Na vstupu automobilního motoru se celková ztráta pohybuje v hodnotách 3500 až 5000Pa. [1]



Obr. 1 Sací potrubí Wankelova motoru Mazdy RX-8. 1- nátrubek, 2- čistič vzduchu, 3- škrťací klapka, 4- sací potrubí

1.1 PRVKY SACÍHO TRAKTU

Mezi základní prvky sacího traktu neodmyslitelně patří čistič vzduchu, škrtkící klapka, sací kanál v hlavě motoru, sací ventily, vlastní potrubí u přeplňovaných motorů ještě dmychadlo či chladič stlačeného vzduchu.

1.1.1 ČISTIČ VZDUCHU

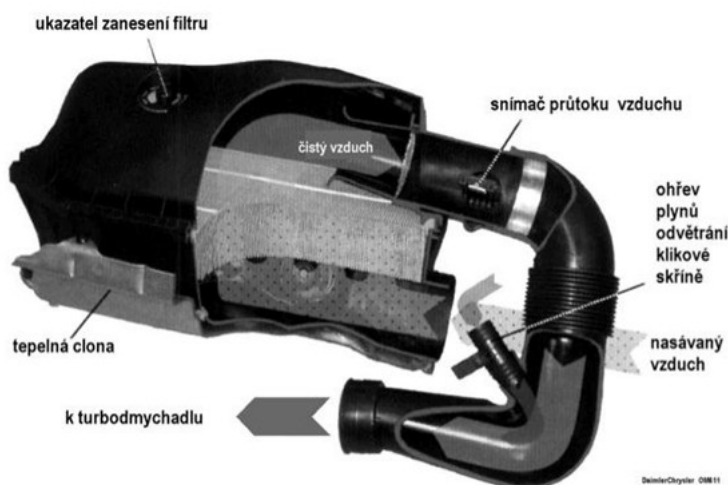
Obsah prachových částic ve vzduchu na běžných zpevněných vozovkách činí v průměru $1\text{mg}/\text{m}^3$. Na vozovkách nezpevněných či v průmyslových objektech může obsah částic vzrůst až na $40\text{mg}/\text{m}^3$. Proto se používají čističe vzduchu, které tento prach odstraňují a zvyšují tím tak celkovou životnost motoru. Bez čističe vzduchu by motor střední velikosti mohl při ujetí 1000km nasát až 50g prachu. Prach by zanášel olejové čističe a mazací kanálky a v mazacím oleji by působil jako brusný prostředek.

Čistič vzduchu neslouží pouze jako čistič prachu, ale má za úkol předehřívát nasávaný vzduch, regulovat teplotu a tlumit hluk sání. Zejména regulace teploty nasávaného vzduchu je důležitá pro složení výfukových plynů a provozní chování automobilu. Teplota se průběžně mění se změnou zatížení motoru.

Poblíž výfuku se odebírá potřebný teplý vzduch, který se přivádí do čističe přes klapkový mechanismus, kde se míchá se studeným vzduchem, který je právě nasávaný.

Osobní automobily využívají především tzv. skříňové čističe vzduchu, neboli podběhové centrální čističe s papírovou vložkou. Tyto čističe mají vysokou účinnost zbavení se prachu. Papírové vložky se vyměňují v pravidelných předepsaných intervalech dle výrobce.

Na filtrační papír jsou kladeny různé požadavky. Musí mít minimální odpor proti průtoku vzduchu, rovnoměrnou pórovitost, odolnost proti promáčení, dostatečnou odolnost proti protržení a tuhost. Umístěny mohou být centrálně, tj. nad motorem, nebo bočně, zpravidla na podběhu. U nákladních automobilů se používají také čističe vzduchu s papírovou vložkou, ojediněle také čističe s olejovou náplní.



Obr. 2 Moderní systém filtrace vzduchu u osobního automobilu s ukazatelem zanesení filtru



1.1.2 ŠKRTÍCÍ KLAPKA

Škrticí klapka je součástí sacího traktu a má za úkol řídit množství vzduchu, proudícího do motoru s kvantitativní regulací. Zpravidla je umístěna mezi vzduchovým filtrem a sacím potrubím. Některé motory škrticí klapku nemají vůbec. Například motory TDI. Jsou dva typy škrtících klapek, a to buď řízená elektronicky nebo lankem. Elektronicky řízené používají na nastavení polohy klapky servomotorek, který je ovládán řídicí jednotkou. Tento systém se používá u novějších aut a nazývá se „drive by wire“. Mechanické klapky se ovládají lankem přímo přes pedál plynu. Servomotor má také, ale ten ovládá pouze řízení volnoběhu. Většina automobilů používá pouze jednu škrticí klapku, avšak u sportovních vozů může být každý válec osazen vlastní klapkou.



Obr. 3 Škrticí klapka Audi A3 1.6, 1.8

1.1.3 SACÍ POTRUBÍ

Geometrické provedení sacího potrubí je nedílným pomocníkem k ovlivnění točivého momentu. Nejjednodušší způsob z hlediska přepřívání spočívá ve využití dynamiky nasátého vzduchu. Pro jednobodové vstřikování se potřebují k rovnoměrnému rozdělení směsi vzduchu s palivem krátká a pokud možno stejně dlouhá jednotlivá potrubí. Pro vícebodové vstřikování je transportován pouze vzduch a palivo je vstřikováno těsně před sací ventily.

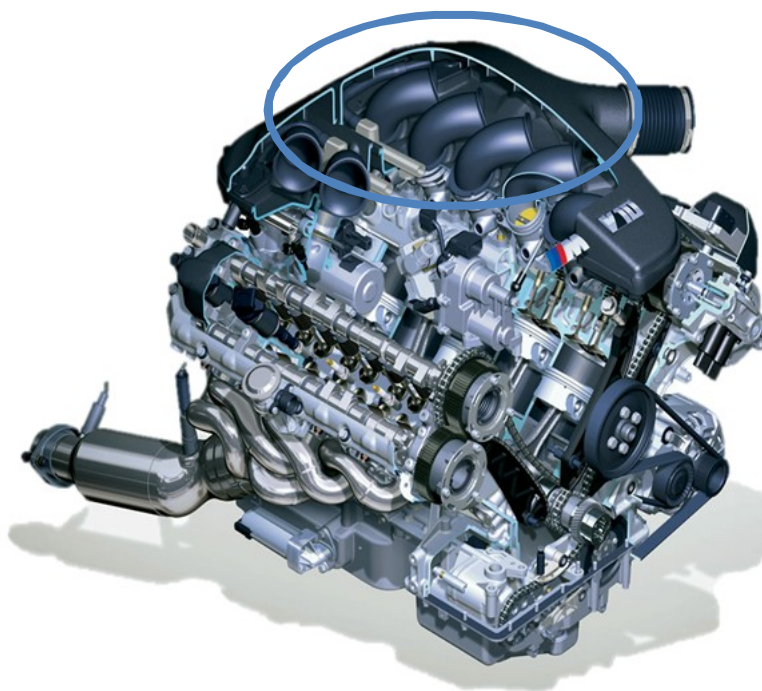
Můžeme říci, že krátké potrubí umožňuje vysoký jmenovitý výkon se současnými ztrátami kroutícího momentu v nízkých otáčkách, dlouhé sací potrubí má opačné vlastnosti. Velký objem sběrného potrubí při určitých otáčkách vyvolává částečný rezonanční efekt, který zlepšuje plnění válce, ale mohou se objevit dynamické chyby neboli odchylky ve složení směsi při náhlých změnách zatížení. [1]

1.1.4 REZONANČNÍ POTRUBÍ

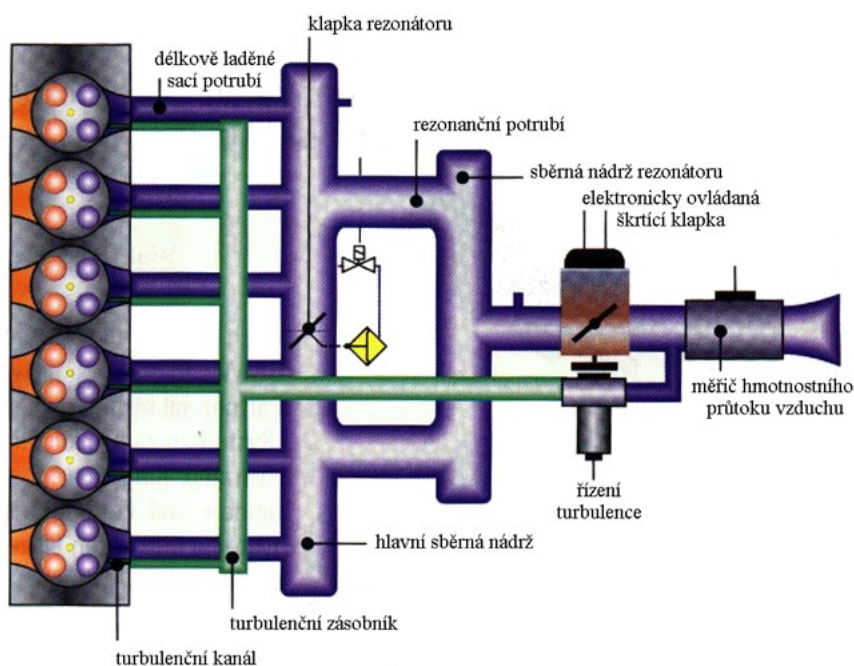
Pro dosažení maximálního výkonu motoru a pro zlepšení točivého momentu se u současných zážehových motorů používá rezonanční sací potrubí. Základem jsou vhodně zvolená délka a objem soustavy sacího potrubí, které umožňují využití rezonančních jevů pro zvýšení hmotnostního naplnění válce motoru čerstvou směsí. Základním zdrojem energie využívané



pro další naplnění válce motoru je energie infinitesimální podtlakové vlny, která je vyvolána sacím pohybem pístu a šíří se rychlostí zvuku do sacího potrubí. Na volném konci potrubí se tato vlna odráží jako vlna přetlaková a pohybuje se rychlostí zvuku v daném prostředí zpět do válce motoru. Vhodná rezonanční délka a objem potrubí (objem sacího potrubí musí být větší nebo roven zdvihovému objemu válce motoru způsobí, že tato vlna dospěje do válce motoru před uzavřením sacího ventilu a zvýší tak hmotnostní naplnění válce motoru. [4]



Obr. 4 Rezonanční sací potrubí motoru závodního automobilu (BMW M6)



Obr. 5 Rezonanční potrubí s cizím buzením jednostupňové. Sací systém je doplněn přívodem vzduchu do turbulentních kanálů v hlavě válců

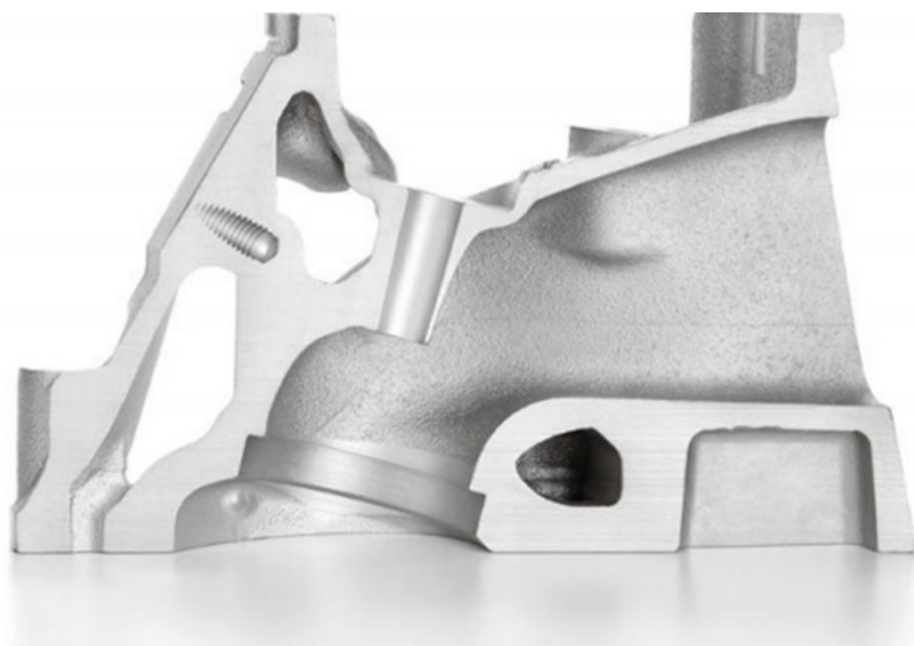


1.1.5 SACÍ KANÁL

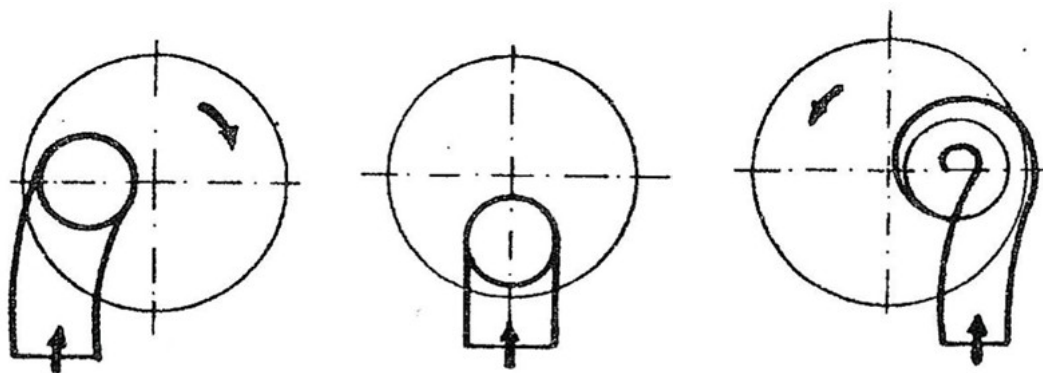
U moderních motorů se můžeme setkat většinou s provedením čtyř ventilů na válec, což znamená dva sací kanály a dva výfukové. Výhodou je větší průtok a lepší rozvícení směsi. Sací kanál je vlastně v hlavě válců. Vyrábí se tlakovým litím a většinou je z hliníkové slitiny. Povrch kanálu nepodléhá většinou nijak výrazné povrchové úpravě. Upravuje se pouze plocha pro sedlo ventilu jakožto funkční plocha, která musí splňovat požadavky na přesnost. Nejčastější úpravou je odstranění nálitků a úprava povrchu kanálu leštěním, ale tato úprava nemá podstatný vliv na průtok.

Uspořádání sacího kanálu, tzn. průřez, tvar, délka a poloha vzhledem k ose válce má podstatný význam a vliv na odpor proudění vzduchu a ovlivňuje pulzace v sacím traktu. Tvar kanálu je významným faktorem pro výkon motoru. S rozvojem znalostí a postupným vývojem se ukázalo, že pro optimální průběh hoření je velmi vhodné, aby směs paliva ve válci rotovala. To splňuje kanál s tangenciálním tvarem. V praxi se u některých čtyřventilových hlav používá kombinace dvou typů kanálů. Přímý kanál a tangenciální. Přímý kanál zajišťuje nejlepší naplnění válce ve vysokých otáčkách a velkém zatížení motoru, a naopak tangenciální tvar je vhodný pro rozvícení při nízkých otáčkách při malém zatížení.

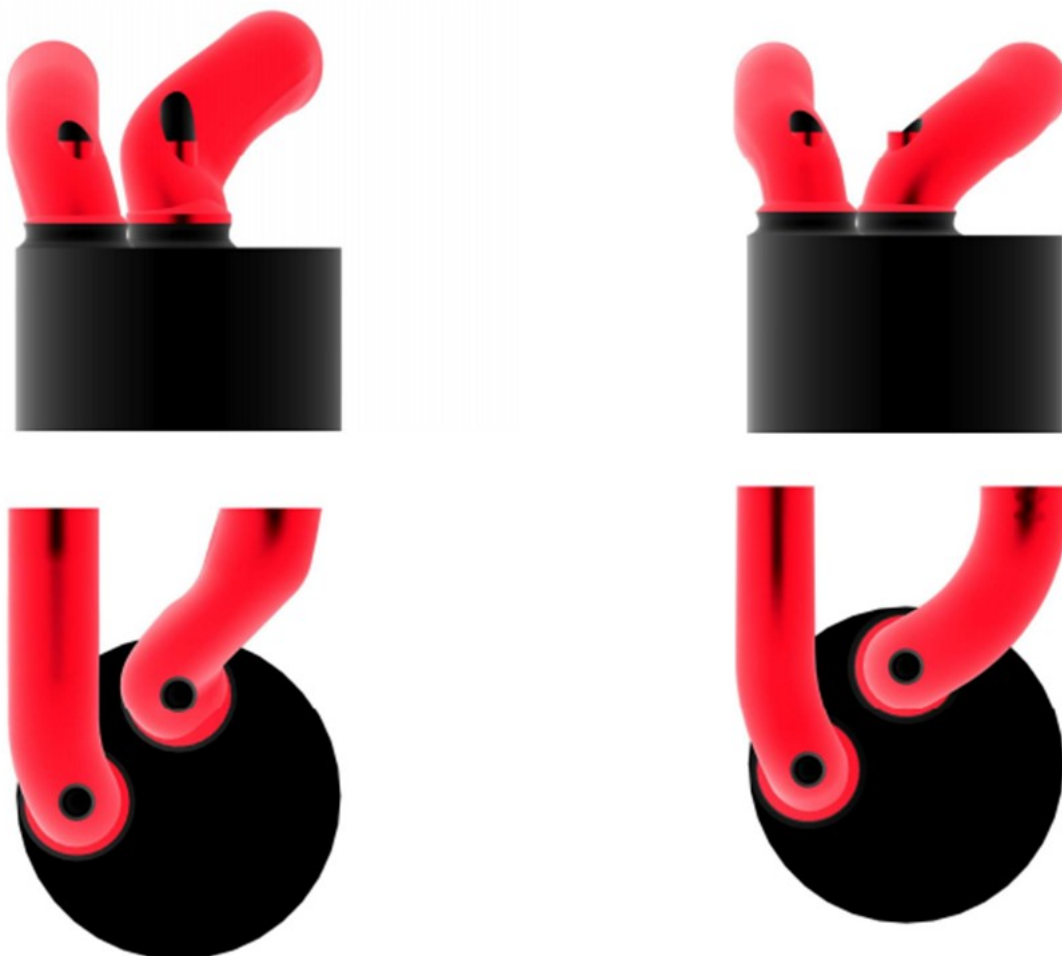
Dalším typem je kanál šroubový, jenž je používán u vznětových motorů s přímým vstřikováním paliva. Zajišťuje intenzivní radiální vír, který je tak potřebný pro dokonalé spalování vstřikovaného paliva. Avšak má i své nevýhody jako je výška zvyšující rozměry hlavy a nárůst odporu sání.



Obr. 6 Řez sacím kanálem procházející osou ventilu [9]



Obr. 7 Základní provedení kanálu, z leva: Tangenciální, přímý a šroubový kanál



Obr. 8 Uspořádání sacích kanálů: Kombinace šroubového a tangenciálního kanálu (vlevo) a kombinace tangenciálních kanálů (vpravo)[8]

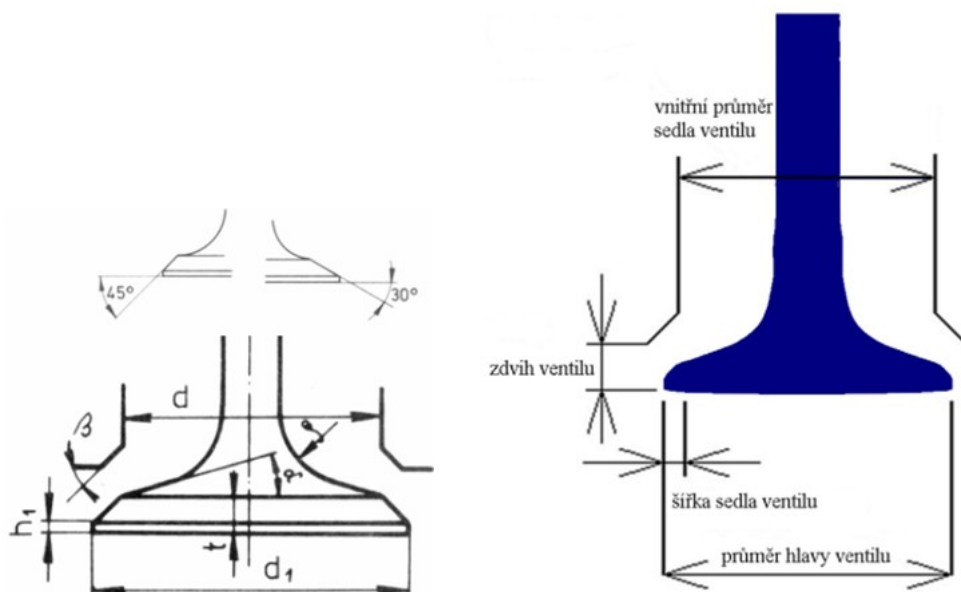
1.1.6 SACÍ VENTIL

Sací a výfukové ventily těsní spalovací komoru a regulují proces výměny dávky palivové směsi. Ventily jsou díly vystavené za provozu značnými účinky, například dynamické silové účinky, vysoké rychlosti ve vedení ventilu při omezeném mazání, značné teploty, mechanické

účinky, ale i korozní vlivy po délce ventilu. Mechanické namáhání je způsobeno ohýbáním hlavy ventilu tlakem vznětu a těžkým nárazem při zavírání ventilu (šoková zátěž). Toto namáhání lze ovlivnit a řídit konstrukcí ventilu o odpovídající síle a tvaru. Ventily jsou vystavovány vysokým teplotám spalovací komory. Při otevření spalovací komory zdvihem ventilu je výfukový ventil také ohříván unikajícími horkými výfukovými plyny. Ventil je ochlazován zejména vedením tepla přes sedlo ventilu do hlavy válce. Mnohem méně tepla je vedeno do hlavy ventilu prostřednictvím vodítek ventilu. Sací ventily dosahují teploty přibližně 300°C až 550°C, zatímco teplota výfukových ventilů může dosáhnout až 1000°C.

Dřík ventilu vede ventil ve vodítku. Martenzitická ocel dříku má dobré kluzné vlastnosti v litinovém vodítku s obsahem feritu nižším než 3%. Pro zvýšení životnosti bývá dřík některých ventilů chromován. Kalené zápichy na konci dříku ventilu slouží k uložení dvojdielné vložky.

Úhel sedla β je u ventilů výfukových vždy 45°. U ventilů sacích je u málo zatížených vznětových motorů používán i úhel sedla 30°. Výhodou je, že při stejném zdvihu ventilu je dosažen větší průtočný průřez v sedle ventilu a to je cílem mé práce. Nevýhodou je pak nižší tuhost talířku.



Obr. 9 Popis ventilu [4]

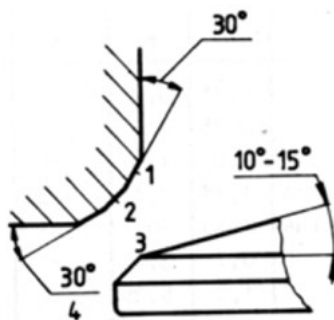


Obr. 10 Sací ventil Suzuki [14]



1.1.7 SEDLO VENTILU

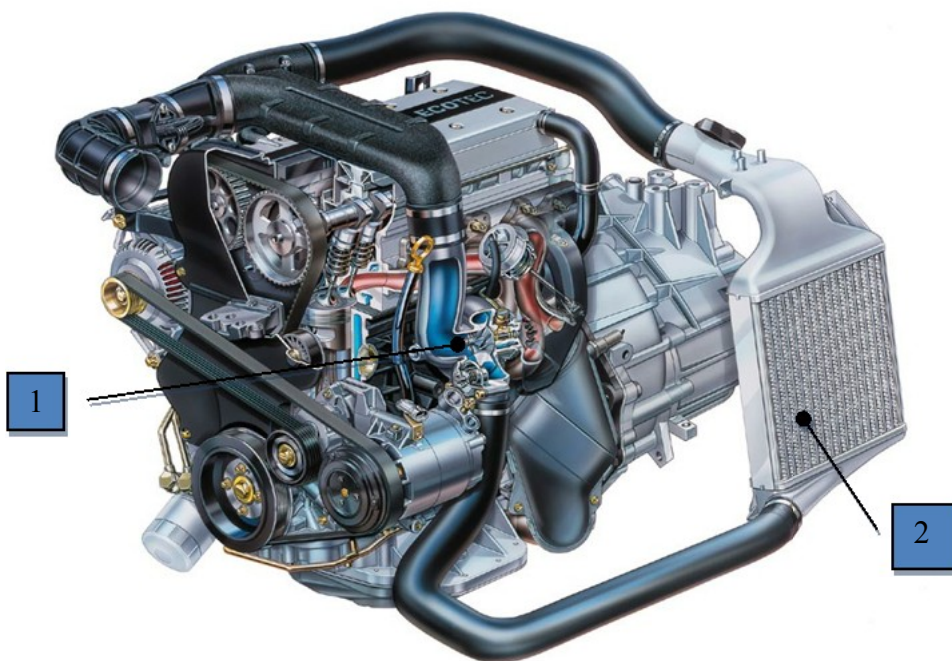
Vyústění sacího a výfukového kanálu do spalovacího prostoru válce motoru je zakončeno ventilovým sedlem. To může být tvořeno buď přímo v materiálu litinové hlavy (rozvody OHV, OHC), nebo bloku motoru (rozvod SV) a nebo zalisováním sedla z odolného materiálu, tzn. vkládaná sedla používaná vždy u hlav z hliníkových slitin. Sedlo ventilu je vytvářeno frézováním tří ploch. Na obr.11 je dosedací plocha v sedle ventilu označena pozicí 2, vstupní a výstupní kuželové náběhy pozice 2 a 4.



Obr. 11 – Sedlo Ventilů

1.1.8 CHLADIČ STLAČENÉHO VZDUCHU

Chladič stlačeného vzduchu se používá zejména u přeplňovaných motorů pro dosažení větší hustoty stlačeného vzduchu a jeho ochlazení. Chladič je součástí sacího traktu a v mnoha publikacích je uveden jako „intercooler“.



Obr. 12 – Mezichladič plnicího vzduchu Opel Astra. 1-Turbodmychadlo, 2-Chladič (intercooler)



2 PROUDĚNÍ

Tekutiny je možné rozdělit na stlačitelné a nestlačitelné, nebo lépe řečeno na tekutiny málo stlačitelné, kde lze předpokládat, že hustota je konstantní a na stlačitelné, jejichž hustota závisí hlavně na tlaku a teplotě. V této práci bude řeč hlavně o proudění stlačitelných tekutin, kterými jsou v technické praxi plyny.

Obecně je proudění nestacionární a prostorové. I proudění, které se zdá ustálené obsahuje víry, jež v proudovém poli vznikají a jsou proudem unášeny. Základní parametry proudu, jeho stavové veličiny tlak, teplota, hustota a jeho rychlost jsou závislé na prostorových souřadnicích a čase, tedy

$$P = f(x, y, z, t) \quad (1)$$

$$T = f(x, y, z, t) \quad (2)$$

$$\rho = f(x, y, z, t) \quad (3)$$

$$W = f(x, y, z, t) \quad (4)$$

Z hlediska vývoje proudového pole v čase se zjednodušuje proudění skutečné většinou na stacionární, kde se veličiny popisující proudění s časem nemění. I v přechodových oblastech práce spalovacího motoru či turbodmyhadla, kde je nestacionární proudění lze předpokládat v určitém časovém úseku malé změny veličin proudu a zjednodušit řešení na přibližně stacionární, kterému se říká kvazistacionární. [6]

Za stlačitelnou tekutinu se bude uvažovat ideální plyn nebo idealizovaný reálný plyn, jehož základními fyzikálními vlastnostmi jsou:

- Měrná tepelná kapacita při stálém tlaku c_p
- Měrná tepelná kapacita při stálém objemu c_v
- Poissonova konstanta

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (5)$$

- Měrná plynová konstanta r

U ideálního plynu je c_v a c_p konstantní, nemění se s teplotou a platí pro něj stavová rovnice ve tvaru:

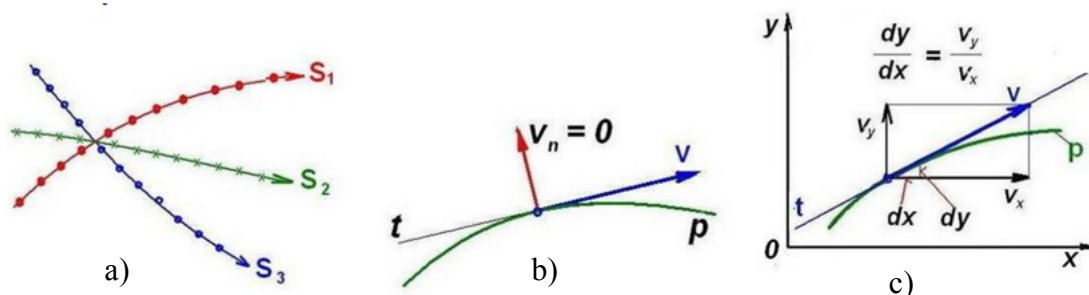
$$p = \rho r T \quad (6)$$

2.1 ZÁKLADNÍ POJMY

Proudění se vyšetřuje v prostoru, rovině nebo po křivce buď sledováním pohybu určité částice kapaliny jako hmotného bodu, nebo se sleduje celý proud v určitém časovém okamžiku.



Dráha neboli trajektorie je obecně čarou, kterou probíhá částice tekutiny. Za ustáleného proudění se dráhy částic nemění s časem, zatím co u neustáleného proudění mohou být v každém časovém okamžiku odlišné Obr.13a. [7]



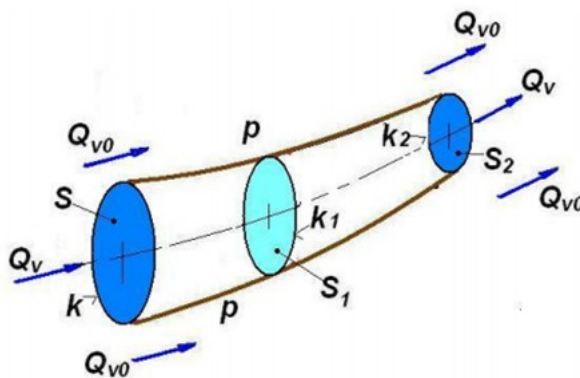
Obr. 13 a) Dráha částice při neustáleném proudění b) Proudnice c) Proudnice a složky rychlosti [7]

Proudnice obr.13b jsou obálkou vektorů rychlostí a jejich tečny udávají směr vektoru rychlosti. U ustáleného proudění vytvářejí proudnice různé částice a nejsou totožné s drahami částic. U ustáleného proudění se nemění rychlosti s časem, a proto mají proudnice stále stejný tvar a jsou totožné s drahami částic. Matematické vyšetření proudnice je možné řešením diferenciální rovnice,

$$dx : dy : dz = V_x : V_y : V_z \quad (7)$$

které vyplývá z podobnosti trojúhelníků složek rychlosti a elementárních drah ve směru příslušných os obr.13c.

Proudová trubice je tvořena svazkem proudnic, které procházejí zvolenou uzavřenou křivkou k . Plášť proudové trubice má stejné vlastnosti jako proudnice Obr.14.



Obr. 14 Proudová trubice [7]

Protože směr rychlosti je dán tečnami k proudnicím, je v každém bodě pláště proudové trubice normálová složka rychlosti nulová $V_n=0$. Nemůže tedy žádná částice projít proudovou trubicí. Proudová trubice rozděluje prostorové proudové pole na dvě části. Jednu tvoří vnitřek proudové trubice. Částice tekutiny nemohou přetékat z jedné části proudového pole do druhého, a proto platí, že všechny částice protékající průřezem S proudové trubice, musí protékat libovolnými průřezy S_1 , S_2 téže proudové trubice. Jestliže průřez proudové trubice $S \rightarrow 0$, dostane se proudové vlákno. Proudová trubice představuje pomyslné potrubí. [7]



2.2 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

2.2.1 KAPALINY

Kapaliny a jejich vlastnosti jsou určeny atomy a molekulami, které nejsou vázány na určité rovnovážné polohy. I zde však působí přitažlivé síly, které způsobují soudržnost kapalin. Zvýšením kinetické energie molekul překonají se přitažlivé síly, molekuly se uvolní a nastává jejich volný pohyb, kdy kapaliny přecházejí do plynného skupenství. Kapaliny nemění samovolně svůj objem, jsou málo stlačitelné, velmi málo nebo vůbec nepřenášejí namáhání v tahu a při proudění kladou odpor proti pohybu, tzn., že jsou viskózní. [2]

2.2.2 PLYNY

Plyny se snaží vyplnit prostor, ve kterém se nacházejí, jsou rozpínavé. Molekuly plynu se pohybují velkou rychlostí všemi směry. Rychlost molekul se řádově rovná rychlosti zvuku v daném prostředí. Plyny mají téměř nulovou soudržnost, snadno se šíří v prostoru, vzdálenost mezi molekulami jsou velké, takže jsou lehce stlačitelné, napětí v tahu a tečná napětí (od viskozity) jsou velice malá. [2]

2.2.3 TEKUTINY

Tekutinou se obecně nazývá látka, jejíž soudržnost je velmi malá, proto jsou její částice velice pohyblivé. Pohyb tekutiny nazýváme prouděním (tokem, tečením). Tekutiny nemají vlastní tvar, ale přijímají tvar nádoby. Tekutiny se dělí na: [2]

- kapaliny - např. voda, olej, benzín, rtuť aj.
- plyny (příp. páry)

2.2.4 TLAK

Jako silový účinek molekul na jednotku plochy, resp. tlak je síla působící na jednotku plochy ve směru normály v ($\text{Pa} = \text{N} \cdot \text{m}^{-2} = \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2}$)

$$p = \frac{dF_n}{dS} \quad (8)$$

2.2.5 TEPLOTA

Fyzikální veličina intenzivní (neaditivní), která (stejně jako tlak a hustota) nezávisí na rozměrech. Intenzivní veličiny se nemění, když soustavu rozdělíme na několik částí (např. 10 těles po 1kg, teplých 20°C, má po spojení celkem 10kg, při zachování teploty 20°C-nikoliv 200°C).

Teplotu vyjadřujeme (měříme) ve stupních Celsiových (°C), nebo jako absolutní teplotu v Kelvinech (K)



$$T(K)=t(^{\circ}C)+273,15 \quad (9)$$

Přičemž jeden stupeň Celsiův je roven velikostí Kelvinu, ($1^{\circ}C=1K$) a 273,15 K je teplotní rozdíl mezi absolutní nulou a trojným bodem vody přírodního nuklidového složení. [2]

2.2.6 HUSTOTA A MĚRNÝ OBJEM

Hustota je hmotnost objemové jednotky kapaliny a je fyzikální konstantou. „ ρ ($kg.m^3$)”. V termomechanice se používá hodnota hustoty a nazývá se měrný objem “ ϑ ($m^3.kg^{-1}$)”. [2]

$$\vartheta = \frac{dV}{dm} \quad (10)$$

Tab. 1 Hustota některých kapalin při atmosférickém tlaku ($p_a=101325Pa$)

LÁTKA (KAPALINA)	ρ ($kg.m^{-3}$)	PŘI TEPLOTĚ: t ($^{\circ}C$)
Voda destilovaná	1000	4
Benzín	680-740	15
Petrolej	790-820	15
Nafta	700-900	15
Vzduch	1,293	0
Rtuť	13595	4

2.2.7 STLAČITELNOST KAPALINY

Objemová stlačitelnost kapaliny (i u pevných těles) znamená, že zvýšením vnějšího tlaku se zmenšuje její objem. [2]

Součinitel objemové roztažnosti:

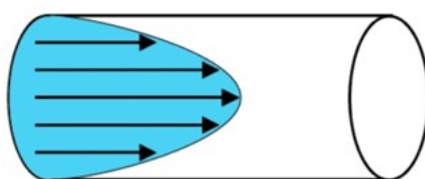
$$\delta = -\frac{1}{V} \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_{T=konst} \approx \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta p} \quad (11)$$



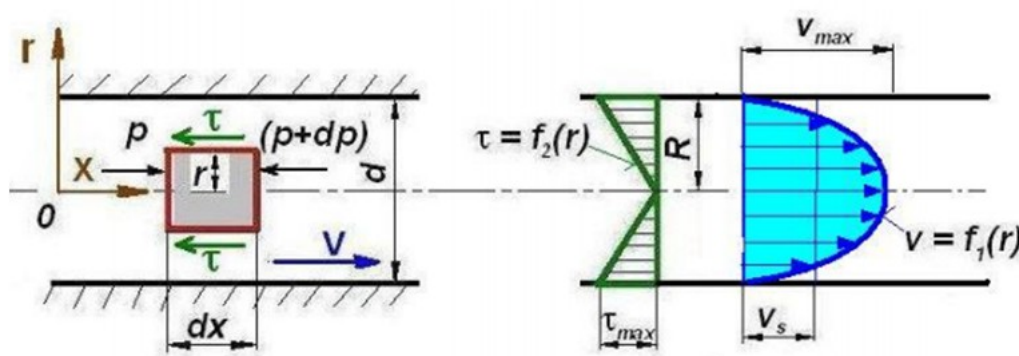
2.3 LAMINÁRNÍ PROUDĚNÍ

Laminární proudění neboli také proudnicové je způsob pohybu viskózních kapalin, při kterém jsou dráhy jednotlivých částic kapaliny navzájem rovnoběžné. Částice se pohybují ve vzájemně rovnoběžných vrstvách, aniž by se navzájem mísily. Při pohybu viskózní kapaliny v tenké trubici, se jednotlivé vrstvy tekutiny nepohybují stejnou rychlostí. Nejrychleji se pohybuje osová vrstva tekutiny, směrem ke stěně cévy se pohyb jednotlivých vrstev zpomaluje.

Laminární proudění zůstává zachováno až do tzv. kritické rychlosti, kdy se mění na proudění turbulentní. Pravděpodobnost přechodu laminárního proudění na turbulentní je ovlivněno kromě rychlosti proudění ještě průměrem trubice, viskozitou a hustotou kapaliny. Tato pravděpodobnost se vyjadřuje pomocí Reynoldsova čísla.



Obr. 15 Laminární proudění [3]



Obr. 16 Laminární proudění v potrubí [7]

Rychlostní profil laminárního proudění, které může nastat v nátrubku či sacím potrubí pro kruhové trubice lze vyjádřit takto:

$$v = \frac{1}{4\eta} \frac{p_z}{L} \left[\left(\frac{d}{2} \right)^2 - r^2 \right] \quad (12)$$

Maximální rychlost je v ose potrubí ($r=0$), a to

$$V_{max} = \frac{1}{16\eta} \frac{p_z}{L} d^2 \quad (13)$$

Střední rychlost podle průtoku se vypočítá ze vztahu

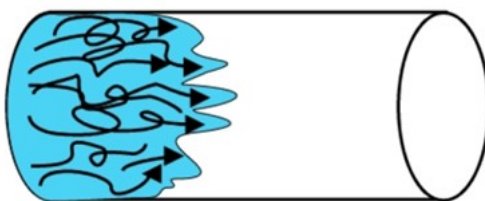
$$Q_V = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot v_s = \frac{\pi}{128} \frac{p_z d^4}{\eta L} \quad \text{z čehož} \quad V_s = \frac{p_z d^2}{32\eta L} \quad (14)$$



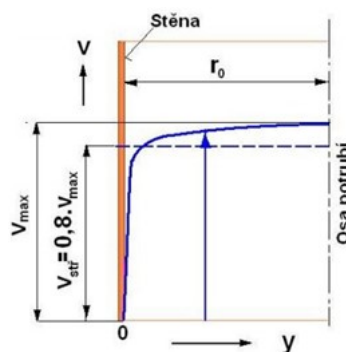
2.4 TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ

Turbulentní proudění je způsob pohybu viskózních kapalin, při kterém jednotlivé částice kapaliny přecházejí různými vrstvami kapaliny, čímž dochází k promíchávání těchto vrstev. Částice kapaliny vykonávají při proudění kromě posouvání i složitý vlastní pohyb, který vede ke vzniku vírů a je doprovázen zvukovými fenomény (na rozdíl od proudění laminárního). Rychlosti jednotlivých částic kapaliny se nepravidelně mění, tzn. částice již nemají ve všech místech neměnnou rychlost, proudění tedy není stacionární.

Pravděpodobnost vzniku turbulentního proudění tekutiny v tenké trubici je dáno rychlostí proudění kapaliny, průměrem trubice, viskozitou a hustotou kapaliny. Tato pravděpodobnost se vyjadřuje pomocí Reynoldsova čísla.



Obr. 17 Turbulentní proudění [3]



Obr. 18 Turbulentní rychlostní profil v obyčejných souřadnicích

2.5 REYNOLDSOVO ČÍSLO

Je bezrozměrné číslo charakterizující chování proudící kapaliny. Podle jeho hodnoty lze usuzovat na to, zda bude proudění laminární nebo turbulentní. Vypočte se podle vztahu:

$$Re = \frac{\rho \cdot R \cdot v}{\eta} \quad (15)$$

kde ρ je hustota kapaliny o viskozitě η proudí trubicí o poloměru R rychlostí V . Pro různé typy potrubí a různé typy kapalin se stanovují experimentálně kritické hodnoty Reynoldsova čísla. Je-li hodnota Reynoldsova čísla nižší než kritická hodnota odpovídající danému uspořádání, je proudění laminární. Je-li hodnota Reynoldsova čísla vyšší, je proudění turbulentní. V okolí kritické hodnoty, která se typicky pohybuje kolem 2000, je přechodná oblast mezi zjevně laminárním a zjevně turbulentním prouděním.



2.6 MEZNÍ VRSTVA

Při obtékání těles kapalina na jeho povrchu ulpívá. Experimentálně bylo zjištěno, že v těsné blízkosti povrchu tělesa jsou třecí síly (i v málo viskózní kapalině) řádově stejně velké jako síly dynamické, proto zde nelze uvažovat kapalinu neviskózní (ideální). Protože částice kapaliny na povrchu ulpí je zde rychlost nulová, tzn. že část kinetické energie se třením přemění v teplo jako jev nevratný.

Stacionární proudění nestlačitelné, ale viskózní kapaliny (při zanedbání vnějších hmotnostních sil: $F_m \rightarrow 0$) je popsáno Navier-Stokesovými rovnicemi: [10]

$$\vec{v} \cdot \text{grad } \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \cdot \text{grad } p + \nu \cdot \Delta \vec{v} \quad a \quad \text{div } \vec{v} = 0 \quad (16)$$

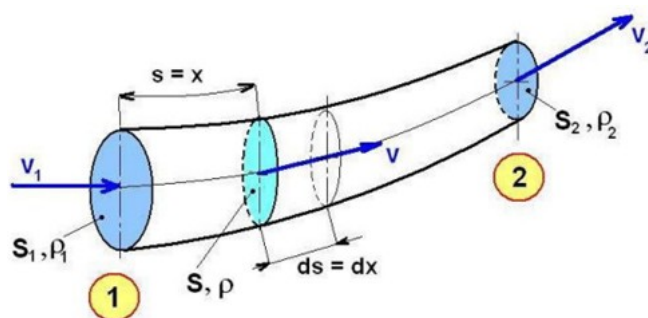
2.7 ROVNICE KONTINUITY

Rovnice kontinuity často nazývaná také rovnice spojitosti vyjadřuje zákon zachování hmotnosti v obecném případě pro neustálý proud stlačitelného media a je základní rovnicí pro řešení problémů spojených s prouděním tekutin, která je založena na bilanci hmotnosti proudících tekutin.

Při proudění kapalin musí být splněn obecně platný fyzikální zákon o zachování hmotnosti, tzn. že pro kontrolní objem „dV“, kterým proudí kapalina, musí být hmotnost konstantní a její změna nulová: [10]

$$m = \text{konst} \rightarrow dm = 0 \quad (17)$$

Jedná se o změny hmotnosti a to lokální (místní) a konvektivní změny. Lokální změna v objemu „dV“, kde se kapalina obecně stlačuje nebo rozpíná, tzn., že změna hmotnosti je závislá na čase. Konvektivní změna je dána rozdílem přitékající a odtékající hmotnosti z kontrolního objemu, tzn., že je závislá na posunutí, např. u jednorázového proudění na délce.



Obr. 19 Průtočný průřez a rychlost [7]

V obecném případě jednorozměrného proudění se uvažuje stlačitelnost kapaliny, proměnný průřez a neustálé proudění. Platí podmínky:

$$\rho = \rho(l; t) \quad S = S(l; t) \quad v = v(l; t) \quad (18)$$



Při dodržení těchto podmínek dostáváme obecnou rovnici kontinuity pro jednorozměrné proudění, kdy základní veličiny $\rho; S; v$ jsou dány podmínkami.

$$\frac{\partial}{\partial l} \cdot (\rho \cdot S \cdot v) + \frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \cdot S) = 0 \quad (19)$$

V kanálu může nastat stav, kdy průřez S se v čase t nemění a je pouze funkcí kanálu l . Dostáváme tak zjednodušený tvar rovnice pro tuhé potrubí, kdy platí

$$\frac{\partial}{\partial l} = 0 \quad (20)$$

Hmotnostní tok je po délce konstantní a to v každém místě průřezu a tím dostáváme rovnici kontinuity ve tvaru

$$\rho \cdot S \cdot v = konst = Q_m \quad (21)$$

Pro nestlačitelné kapaliny je hustota konstantní ($\rho = konst$), takže rovnice se zjednoduší na tvar

$$Q_v = S \cdot v = konst \quad (22)$$

Veličina Q_v je objemový průtok a udává objem kapaliny proteklý za jednotku času – m^3/s . Při nerovnoměrném rozložení rychlosti po průřezu se dosazují do rovnice kontinuity střední rychlosti podle průtoku, určené vztahem [7]

$$V_s = \frac{1}{S} \int v dS \quad (23)$$

2.8 EULEROVA ROVNICE

Eulerova rovnice vyjadřuje rovnováhu sil hmotnostních (objemových), které působí na tekutinu z vnějšku, tlakových (působící v tekutině) a setrvačných od vlastního pohybu částic dokonalé tekutiny. V proudící skutečné tekutině vznikají vedle normálových napětí tj. tlaků, i tečná napětí, a to všude tam, kde se tekutina nepohybuje jako tuhé těleso a dochází tedy k deformacím částic tekutiny, tj. částice se vůči sobě posouvají. Když se toto napětí zanedbá vzhledem k tlakům, hovoříme pak o proudění dokonalé tekutiny (tekutiny s nulovou viskozitou). Při odvození těchto rovnic se počítalo s pohybem media bez vnitřní výměny tepla, bez tepelné vodivosti a tření.

$$\frac{dW_x}{dt} = \frac{\partial W_x}{\partial t} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial x} + W_y \frac{\partial W_x}{\partial y} + W_z \frac{\partial W_x}{\partial z} = F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (24)$$

$$\frac{dW_y}{dt} = \frac{\partial W_y}{\partial t} + W_x \frac{\partial W_y}{\partial x} + W_y \frac{\partial W_y}{\partial y} + W_z \frac{\partial W_y}{\partial z} = F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (25)$$

$$\frac{dW_z}{dt} = \frac{\partial W_z}{\partial t} + W_x \frac{\partial W_z}{\partial x} + W_y \frac{\partial W_z}{\partial y} + W_z \frac{\partial W_z}{\partial z} = F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (26)$$

Ve vektorovém tvaru je možno Eulerovy rovnice napsat takto:



$$\rho \cdot \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad} \vec{v} = \rho \vec{F} - \text{grad} p \quad (27)$$

2.9 BERNOULLIHO ROVNICE

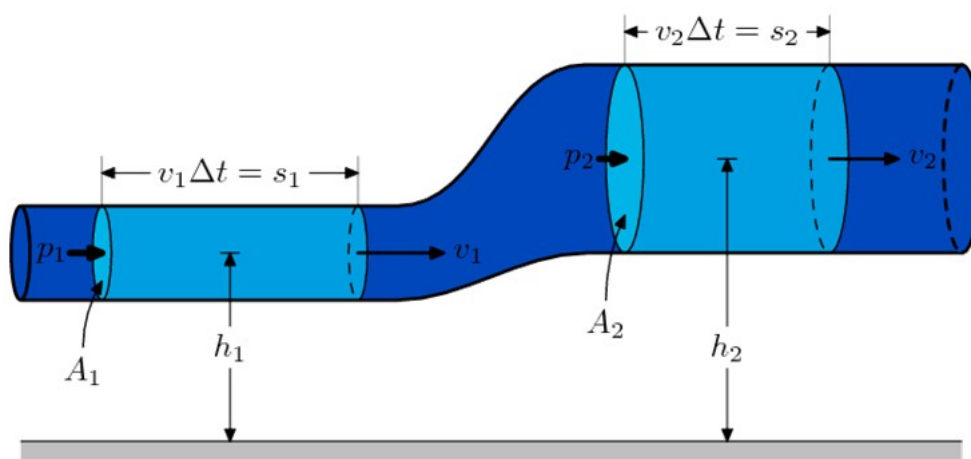
Bernoulliho rovnice je v podstatě Eulerovou rovnicí v Gromjekově tvaru pro jednorozměrné stacionární proudění ideálního media. B, je Bernoulliho integrační konstanta.

$$\frac{w^2}{2} + \int \frac{dp}{\rho} + gz = B = \text{konst} \quad (28)$$

Za předpokladu, že hustota ρ by byla konstantní nebo nepříliš proměnná Bernoulliho rovnice bude ve tvaru :

$$\frac{w^2}{2} + \frac{dp}{\rho} + gz = \text{konst} \quad (29)$$

Pokud na kapalinu, která je v klidu působí tíhová síla je ve stejné hloubce v každém bodě stejný tlak. Pokud je kapalina v pohybu tak tento vztah neplatí. Bernoulliho jev lze popsat takto: *v místě s větším průřezem má proudící kapalina větší tlak, ale menší rychlost, zatímco v místě s menším obsahem průřezu má menší tlak, ale větší rychlost.* (Fakt, že při větším průřezu je rychlost kapaliny menší je důsledkem rovnice kontinuity). [3]



Obr. 20 Diagram k odvození Bernoulliho rovnice [3]

Z Bernoulliho rovnice vyplývá, že tlak proudící kapaliny klesá s rostoucí rychlostí. Pokud plyn proudí trubicí dostatečnou rychlostí, tlak v tom místě se natolik zmenší, že toho lze využít například pro odsávání. Tomuto jevu se říká hydrodynamický paradox (hydrodynamický paradoxon) a využívá se ho například u rozprašovačů, natěračských pistolí, nebo v karburátoru. [3]

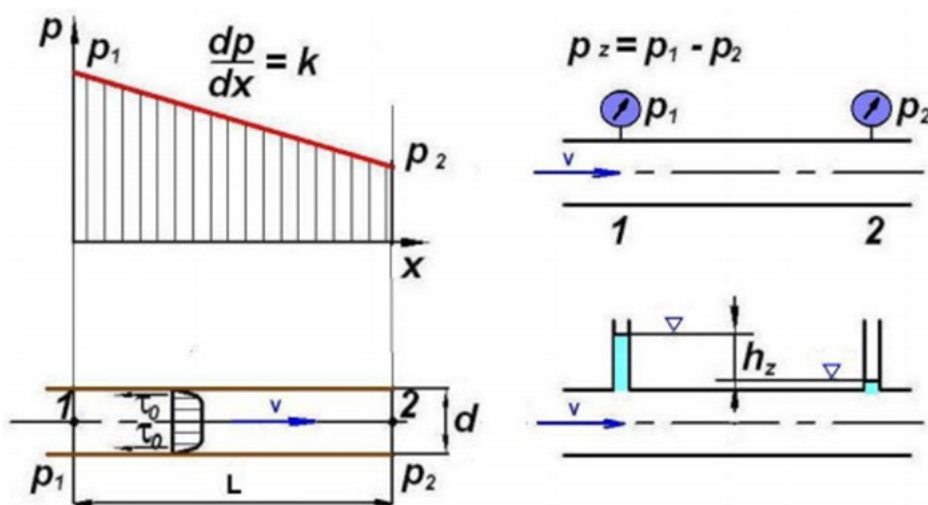
2.10 ZTRÁTY PŘI PROUDĚNÍ

Ztráty energie při proudění se projevují jako ztráta tlaku. Proto výpočet proudění ukazuje určování příslušných tlakových úbytků. Z hlediska výpočtu se proto cesty chladiva řešeným objektem rozdělují na vhodné úseky, zahrnující vždy určitou změnu proudění vymezenou příslušným tlakovým úbytkem. Pro tyto úbytky se pak z uvedených základních vztahů při použití některých dalších předpokladů, odvozují výpočetní vztahy, které se přizpůsobují skutečnosti pomocí různých empiricky stanovených hodnot (součinitelů). Tyto hodnoty, mající sice charakter konstant, jsou ale závislé na mnoha parametrech vyznačujících dané proudění.

Jednotlivé ztráty lze v podstatě rozdělit na ztráty změnou proudění (rychlosti, směru) a třením v kanálech. Zde budou uvedeny jen některé hlavní výsledky. [7]

2.10.1 ODPORY A ZTRÁTY

Následkem viskozity vznikají při proudění skutečných kapalin hydraulické odpory, tj. síly, které působí proti pohybu částic tekutiny. Mechanismus hydraulických odporů je složitý jev, který se dosud nepodařilo exaktně vyřešit až na jednodušší případy laminárního proudění. Proto se v hydraulických výpočtech uplatňuje řada polo-empirických metod. [7]



Obr. 21 Tlakový spád a tečné napětí [7]

Práce třecích sil (tečných napětí od viskozity) při proudění skutečných tekutin způsobuje rozptýl energie, což snižuje mechanickou energii proudící tekutiny. Rozptýlená energie se mění v teplo (zvětší se vnitřní energie tekutiny, popřípadě okolí), což je nevratná změna. Tradičně se proto rozptýlená energie nazývá ztrátová, i když název neodpovídá zákonu o zachování energie. Rozptýlenou (ztrátovou) energii vztahujeme obvykle na jednotku hmotnosti, tíhy nebo objemu a platí vztah:

$$e_z = Y_z = \frac{p_z}{\rho} = gh_z = \zeta \frac{v^2}{2} \quad (30)$$



2.10.2 TŘECÍ ZTRÁTY V POTRUBÍ

Laminární proudění. U laminárního proudění pro $Re < 2320$ se velikost tlakové ztráty či ztrátové výšky dá odvodit analyticky. Při řešení vyjdeme z rovnice pro střední rychlost.

$$v_z = \frac{p_z d^2}{32 \eta L} \quad (31)$$

Z rovnice vypočítáme tlakovou ztrátu a provedeme úpravu

$$p_z = \frac{32 \eta L v}{d^2} = \frac{64 L v^2}{\frac{vd}{v} \frac{d}{2}} \rho = \frac{64 L v^2}{Re \frac{d}{2}} \rho \quad (32)$$

kde

$$Re = \frac{vd}{\nu}; \quad \nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (33)$$

potom tlakový spád je určen rovnicí

$$p_z = \lambda \frac{L v^2}{d \frac{2}}{\rho} \quad (34)$$

kde třecí součinitel je určen vztahem

pro ztrátovou výšku platí

$$h_z \frac{p_z}{\rho g} = \lambda \frac{L v^2}{d \frac{2g}}{\rho} \quad (35)$$

2.10.3 MÍSTNÍ ODPORY A ZTRÁTY

V každém potrubí jsou vedle rovných úseků i různá kolena, odbočky, armatury měřící zařízení, čističe, apod., kromě toho se může měnit průřez potrubí. V těchto částech potrubí dochází ke změně velikosti i směru rychlosti proudění, což vyvolává víření, popřípadě odtržení proudu kapaliny spojené s rozptylem energie. Energie proudící kapaliny se rozptýluje v místě potrubí, kde dochází ke změně vektoru rychlosti, proto je rozptyl nazván místními ztrátami.

Velikost místních ztrát se vyjadřuje obdobně jako ztráta třením rychlostní výškou a ztrátovým součinitelem [7]

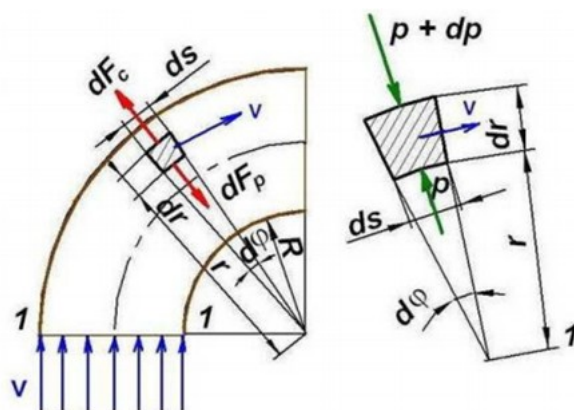
$$h_{zm} = \zeta_m \frac{v^2}{2g} \quad (36)$$

nebo jako měrnou ztrátovou energii

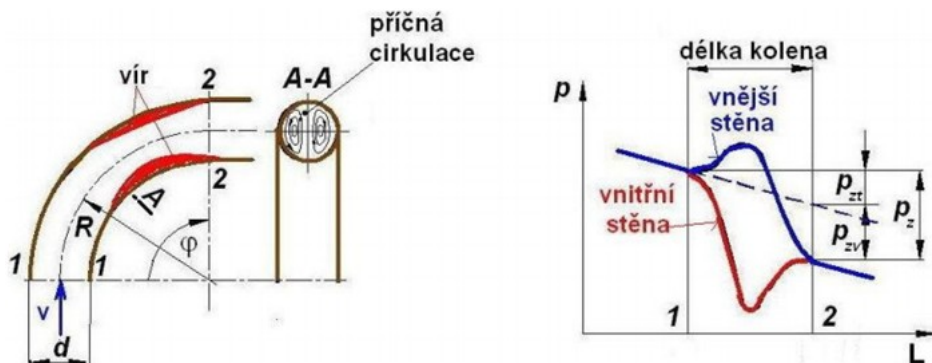
$$e_z = gh_z = \zeta_m \frac{v^2}{2} \quad (37)$$

2.10.4 ZMĚNA SMĚRU PROUDĚNÍ

V každém potrubním systému se zpravidla vyskytuje prvek, v němž se mění směr rychlosti tekutiny. Tento prvek tvoří zakřivené potrubí, oblouky, kolena a také kombinace oblouků. V těchto prvcích dochází k rozptylu energie, která se vyjadřuje místní ztrátou směru proudění.



Obr. 22 Síly na elementární části proudu v zakřiveném potrubí [7]

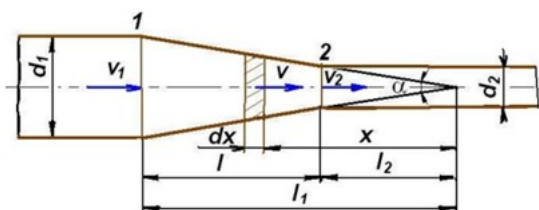


Obr. 23 Proudění v zakřiveném potrubí [7]

2.10.5 KUŽELOVÉ POTRUBÍ

Při zužování průřezu je hydraulická ztráta způsobena rovněž třetím a lze ji určit integrací na elementární délce kuželového potrubí Obr.24. Ztráta třením na elementárním úseku dx

$$dh_z = \lambda \frac{dx}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (38)$$



Obr. 24 Kuželové potrubí [7]

2.10.6 PRŮTOKOVÝ SOUČINITEL

Mezi základní parametry sacího kanálu jednoznačně patří průtokový součinitel, který ovlivňuje vlastnosti celého sacího traktu. Průtokový součinitel vyjadřuje tlakové ztráty proudící směsi sacím kanálem. Tento součinitel se spočítá podílem skutečného průtočného množství Q_S a teoretického množství Q_T . [8]

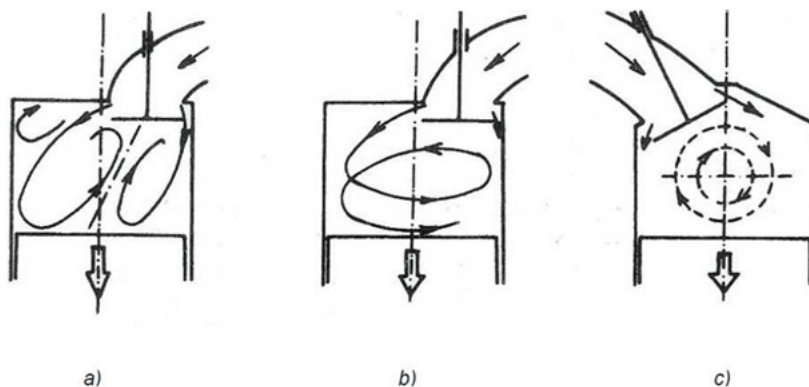
$$\mu = \frac{m}{m_t} = \frac{Q_S}{Q_T} \quad (39)$$

2.11 VÍŘENÍ SMĚSI VE VÁLCI

Základním pohybem náplně ve válci je pohyb, který vzniká ve vtokové části válce na dolní úvratí tzv. vtokový proud Obr.25a. Tento proud vyvolává prstencový vír na sedle ventilu, který je ovlivňován polohou sacího kanálu, ventilu a stěny válce.

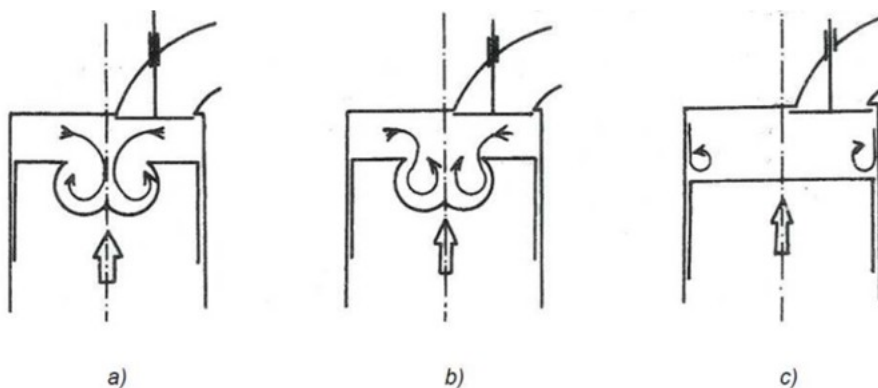
Další pohyb ve válci je tzv. Swirl. Jde o pohyb tečné rotace, který je ovlivněn tvarem sacího kanálu před sedlem, tvarem sedla a ventilu. Vzniká tak rotační pohyb kolem osy válce.

Třetím pohybem je pohyb Tumble. Osa rotace je kolmá na osu válce pohyb vzniká pod ventilem. Při kompresním zdvihu je stabilnější než rotace tečná. [8]



Obr. 25 Pohyb náplně ve válci a) Vtokový proud b) Swirl c) Tumble [8]

Další pohyby směsi vznikají při kompresním zdvihu tj. pohyb pístu k horní úvratí. Jde o radiální a koutové víření. Radiální víření vzniká na dně pístu a koutový vír vzniká na stěnách válce. [8]

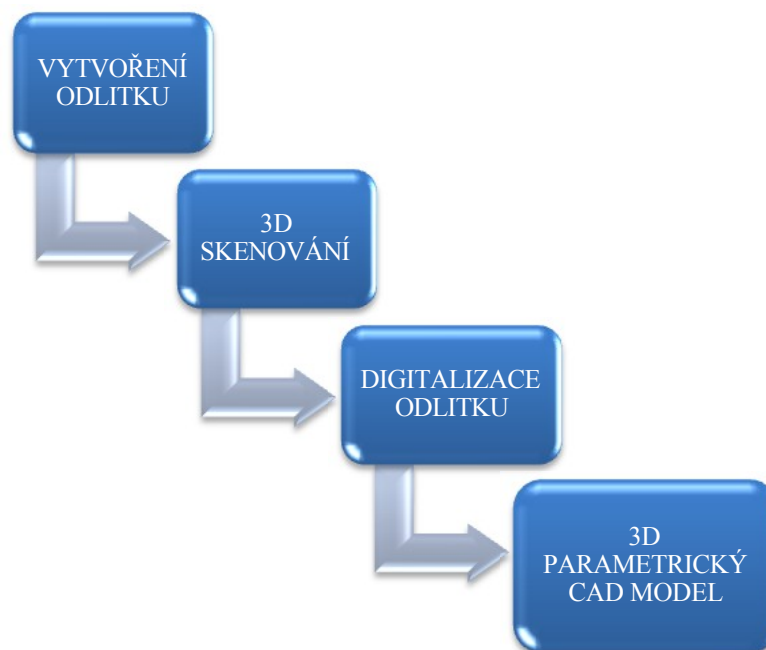


Obr. 26 Víry při kompresním zdvihu a) Radiální vír b) Radiální vír c) Koutový vír [8]



3 SESTAVENÍ 3D CAD MODELU

K tomu, aby bylo možné simulovat proudění v sacím traktu spalovacího motoru je nutné nejprve vytvořit počítačový 3D CAD model celého sacího traktu, se kterým dále budu pracovat. Celý model sacího traktu se skládá z několika částí. Nátrubek, sací kanál, ventily, hlava, sedla, svíčka a spalovací prostor. Všechny tyto části se je nutné postupně namodelovat a z nich později vytvořit sestavu, která bude použita pro simulaci a výpočty. Stěžejní a nejdůležitější částí je model sacího kanálu. Tento model musí být parametrický a jeho geometrie se zakládá na reálných rozměrech.



3.1 VYTVOŘENÍ ODLITKU

Odlitek je prvotní proces pro získání reálné geometrie sacího kanálu. Jako forma posloužila hlava motoru Škoda Fabie 1.2 12V, osazena čtyřmi ventily na válec a dvěma přímými sacími kanály. Pro dosažení co nejpřesnějšího odlitku je zapotřebí nejprve potřít odlévané plochy speciálním mazivem, aby bylo dosaženo snadného vyjmutí odlitku s minimálním poškozením. Dále je třeba vyplnit sací kanál silikonovou pastou značky „Lukopren“ a nechat zatvrdnout minimálně 24hodin. Po vyjmutí je připravená plnohodnotná přesná forma sacího kanálu.



Obr. 27 Silikonová pasta Lukopren



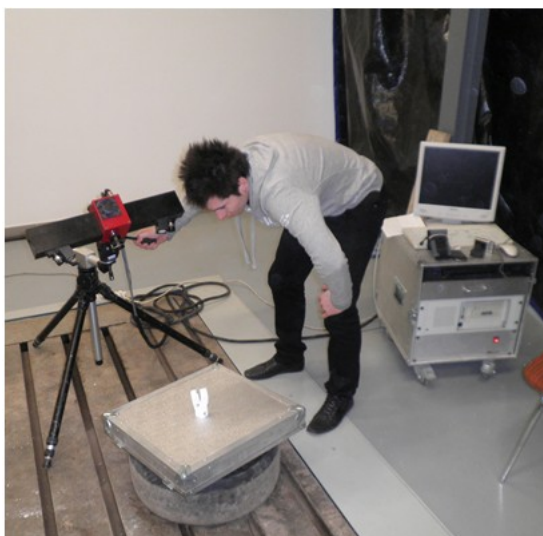
3.2 3D SKENOVÁNÍ

Před zahájením skenování je nutno dodržet několik základních podmínek. Získaný odlitek je nutné nastříkat speciálním zvýrazňovačem pro zlepšení snímacích a světelných vlastností pro budoucí skenování. Dále je nutné odlitek sacího kanálu pevně přichytit na podložku nejlépe na otočný stolek. Polepit referenčními body pro zaměření polohy modelu, ty se mohou nalepit na posuvnou podložku, nebo přímo na model. Poslední neméně důležitou podmínkou je kalibrace samotného systému ATOS. Po dodržení těchto podmínek přijde proces skenování kanálu.



Obr. 28 Odlitek kanálu s referenčními body (vlevo), zvýrazňovač (vpravo)

ATOS je unikátní mobilní 3D optické měřicí zařízení německé firmy GOM. Pracuje na principu metody Fringe Projektion (projekce variace proužků světla na objekt). Systém tvoří dvě digitální kamery, projektor, stativ, kalibrační desky, PC a software. Výstupem je soubor 3D souřadnic bodů naměřených na povrchu objektu (hustota těchto bodů může být až 14bodů/1mm).



Obr. 29 Skenování sacího kanálu

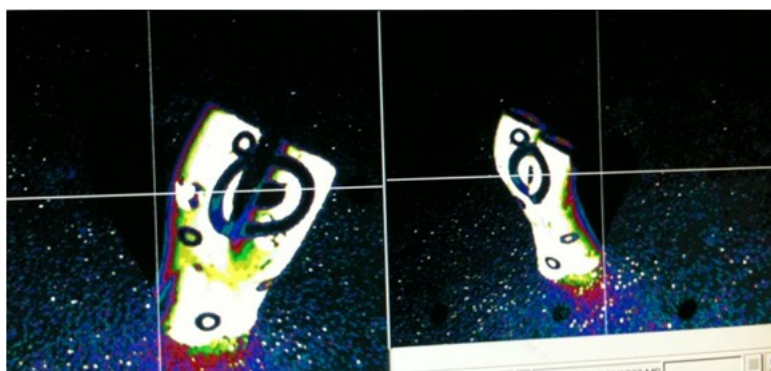


Pomocí digitalizace systému ATOS (Advanced TOPometric Sensor), může být objekt měřen v krátkém čase s vysokým rozlišením. Každé jednotlivé měření generuje až 1,3 milionu datových bodů. ATOS se upevní na stativ nebo stojan a je umístěn nad měřicí objekt. Měřicí objekt se umístí nejlépe na otočný stolek, který zajistí pohodlné a snadné polohování objektu.



Obr. 30 Skenování

Měření se skládá z promítání různých okrajových vzorů na povrchu objektu s použitím bílé světelné jednotky a tyto vzory se zachycují dvěma integrovanými fotoaparáty na obou stranách. Během několika vteřin, software ATOS vypočítá přesné 3D souřadnice až 4 miliony bodů při každém měření v závislosti na typu snímače. Výsledek každého měření se zobrazí na monitoru. Systém sleduje, jak svou vlastní kalibraci, tak vliv podmínek prostředí, což umožňuje spolehlivé, rychlé a přesné měření a to i v drsných průmyslových podmínkách.

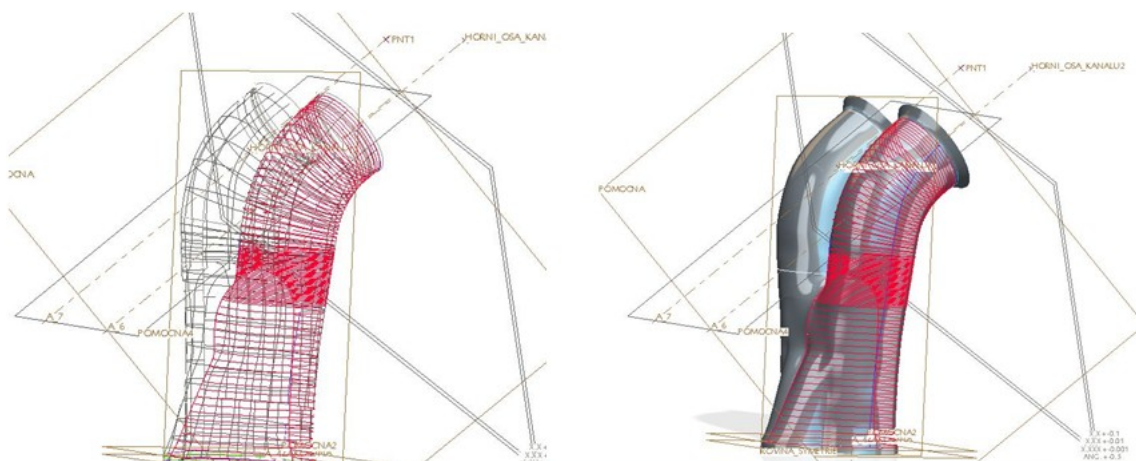


Obr. 31 Skenování



3.3 DIGITALIZACE ODLITKU

Všechna měření jsou automaticky transformována do společného souřadnicového systému. Kompletní 3D model pak lze exportovat pomocí standardních souborových formátů pro snadný postprocessing - nejvhodnější je formát IGES. Digitalizovaný přesný model odlitku jako takový byl použit jen z části, protože lepším řešením se ukázalo namodelovat model parametrický, avšak důležité byly rozměry sacího kanálu získané skenováním.



Obr. 32 Digitalizace sacího kanálu pomocí kruhových řezů

3.4 3D PARAMETRICKÝ CAD MODEL

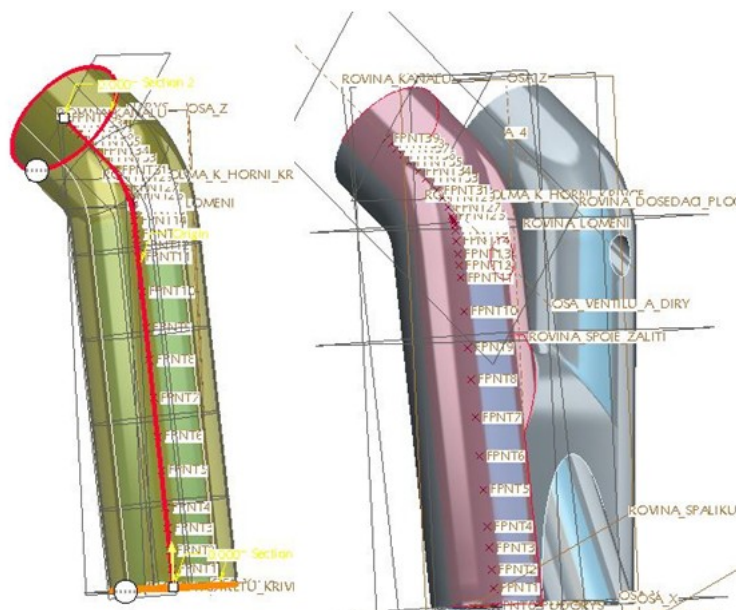
Pro 3D modelování byl zvolen program ProEngineer wildfire 5. Protože výstupem práce je porovnání a optimalizace sacího kanálu, model byl navrhnut tak, aby vybrané rozměrové entity byly parametricky měnitelné pro snadnější optimalizaci modelu sacího traktu. Tvar a rozměry modelu tak mohou být průběžně editovány na požadované hodnoty optimalizace což je velmi výhodné z hlediska konstrukčních návrhů a usnadnění práce. Vzhledem k tomu, že na sacím kanále budou editovány tři rozměrové entity, každá z nich s kladnou a zápornou přidanou hodnotou bude celkem k porovnání sedm různých variant sacích kanálů. Tím, že jsem namodeloval sací kanál parametrický, značně si usnadním modelování.

Problematika vymodelování kanálu se z počátku jevila jako jednoduchý proces, avšak postupem času se ukázalo, že samotný tvar kanálu je natolik složitý, že běžné funkce prokládané běžnými rovinami lze tvar namodelovat jen stěží, a proto bylo velmi důležité zvolit jakým způsobem a jakými příkazy bude model vymodelován, aby byl dodržen požadavek automatické editace rozměrů. Osou kanálu není jednoduchá přímka zakřivená rádiusem, nýbrž složitá prostorová křivka což se ukázalo jako nejsložitější proces při modelování sacího kanálu. Problematika této složité křivky se neslučovala s požadavkem zadání, že kanál musí být parametrický. Tento problém jsem vyřešil funkcí prostorových bodů příkazem *curve points*, které byly základem pro vytvoření prostorové křivky *curve*. Zde, již zmíněná prostorová křivka byla stěžejním procesem, po které byl kanál vytažen příkazem *Swept blend* Obr33.

Poté co se podařilo namodelovat model základní varianty sacího kanálu později pojmenované jako „původní“ model sacího kanálu bude parametrický model postupně editován v rámci



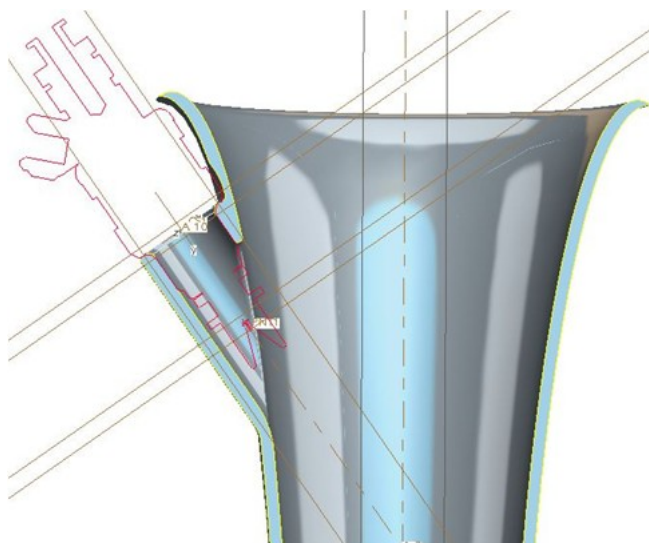
návrhu optimalizace viz. kapitola 10. Bavíme se o modelu vzduchu. Model co zde modelují je ve skutečnosti vzduchová výplň. Sací kanál je jednoduše řečeno díra v bloku motoru.



Obr. 33 Vytažení křivky funkcí Sweep Blend (vlevo), model sacího kanálu (vpravo)

3.5 MODEL NÁTRUBKU

Při modelování nátrubku je vycházeno z již existujícího experimentálního měření v rámci automobilního ústavu VUT. Mezi základní tvary vtokové části, které připadaly v úvahu byl tvar rádiusu, elipsoidní tvar a tvar profilu Clark Y. Nakonec byl zvolen již existující nátrubek s elipsoidním tvarem, který se při simulaci ukázal jako nejméně ztrátový. U tohoto tvaru dochází k plynulému zrychlení vzduchu a tím jsou snižovány ztráty na vtokové části a zároveň zvyšován hmotnostní tok v nátrubku. Z kruhového tvaru nátrubku je plynulý přechod, který kopíruje tvar vstupu sání v hlavě válce.

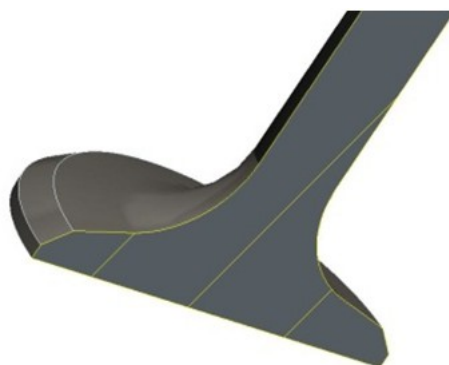


Obr. 34 Řez vtokové části nátrubku



3.6 MODEL VENTILU A SEDLA VENTILU

Sestava sacího traktu vyžadovala model pouze sacího ventilu. Při jeho modelování jsem zvolil úhel β 30° , který se používá především u málo zatížených vznětových motorů. Výhodou je, že při stejném zdvihu ventilu je dosažen větší průtočný průřez v sedle ventilu. Nevýhodou je pak nižší tuhost talířku. Úhel β 45° se používá především u ventilů výfukových.



Obr. 35 Řez ventilem

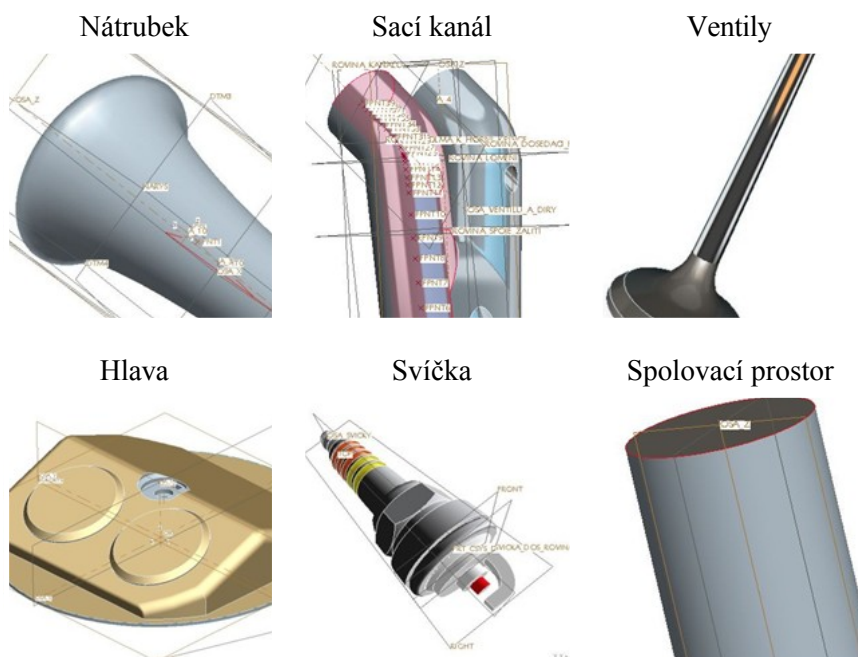


Obr. 36 Model sacího ventilu

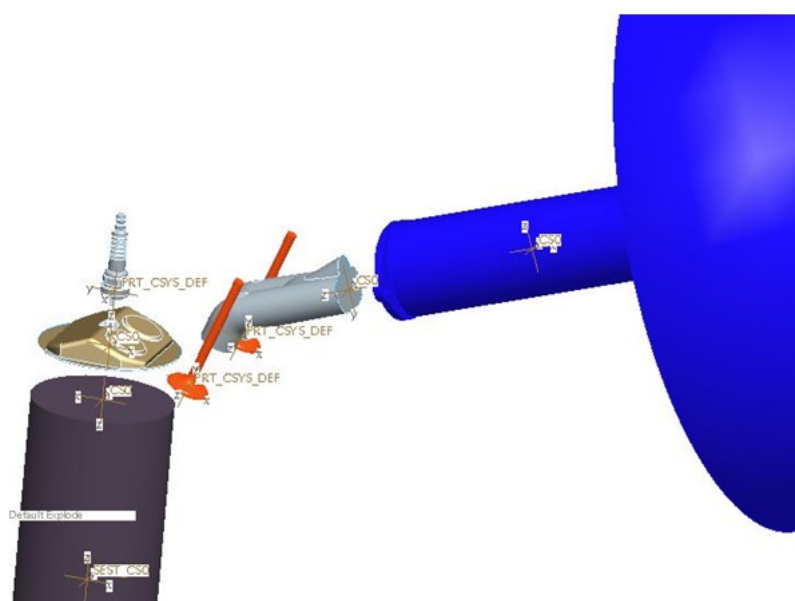


3.7 SESTAVA

V programu ProEngineer v modulu Assembly byly všechny modely poskládány a postupným zavazbením byla vytvořena 3D sestava sacího traktu. Vzhledem k návrhu optimalizace bylo vytvořeno sedm variant sestav sacího traktu, které budou postupně simulací porovnány. Sestava a modely byly upraveny tak, aby posloužili k modelaci proudění, proto například sací kanál nebyl vymodelován jako otvor v hlavě motoru, ale jako odlitek. Stejně tak byl upraven nátrubek, spalovací prostor, hlava a svíčka. Takto sestavená sestava sacího traktu je připravena na export s příponou „*.step“ jenž je soubor, který bude exportován do systému ANSYS ICEM, kde se zobrazí jako 3D geometrie sestavy.



Obr. 37 Modely sacího traktu

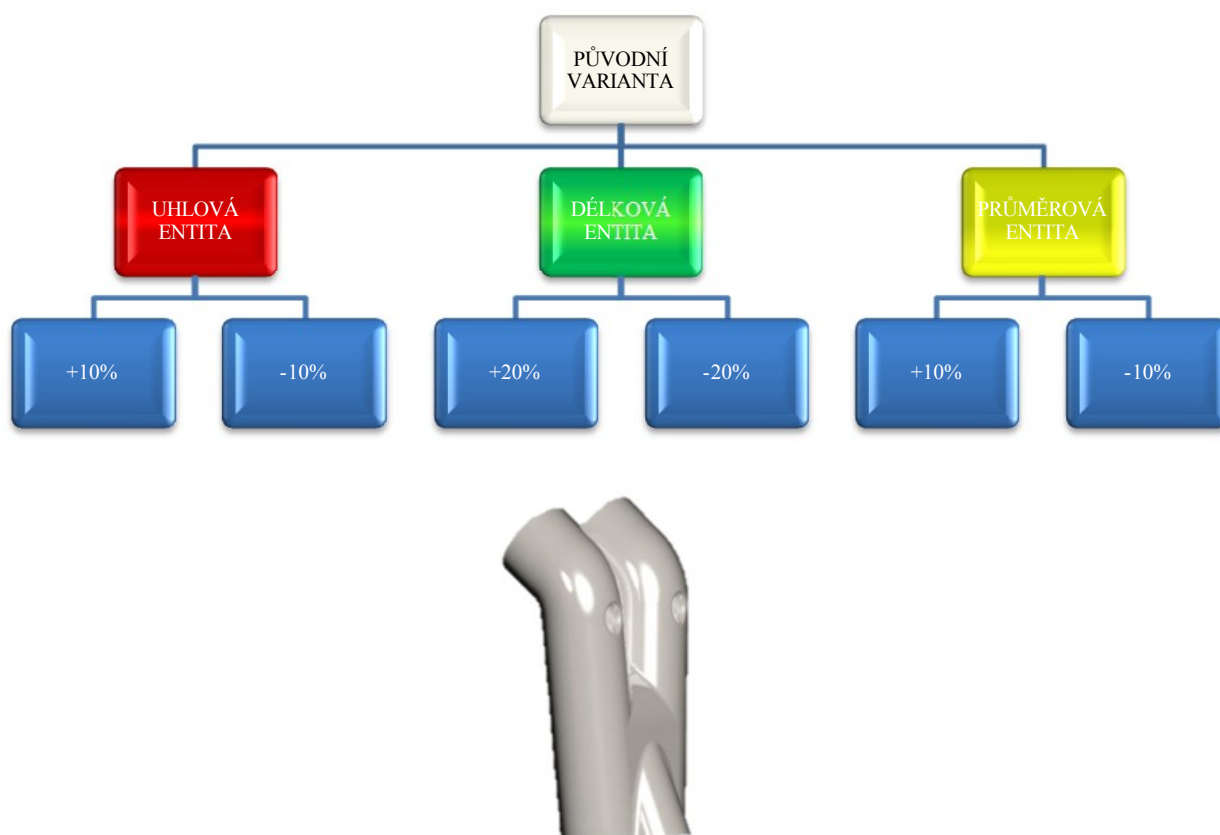


Obr. 38 Sestava sacího traktu



4 NÁVRH OPTIMALIZACE

Tvarování sacího kanálu je důležité a má podstatný vliv na odpor proudění vzduchu čímž ovlivňuje pulzace v sacím traktu. Byla navržena optimalizace tří hlavních rozměrových entit, jenž neměla překročit navýšení či snížení rozměrových hodnot o $\pm 20\%$. Entita úhlu, délky a průměru. Každá z nich bude editována vůči původní variantě sacího kanálu jak s kladnou tak zápornou přidanou hodnotou. Bude tak porovnáno až sedm různých modelových variant. Všechny modely vychází z původního rozměrového provedení sacího kanálu. Všechny sestavy projdou procesem simulace proudění a následným výpočtem, ze kterých budou vybrány nejefektivnější varianty z hlediska hmotnostního toku a na základě výsledků se vymodeluje nová optimalizovaná sestava.



Obr. 39 Původní sací kanál



Obr. 40 Editované entity – červená (uhlová entita), zelená (délková entita), žlutá (průměrová entita)



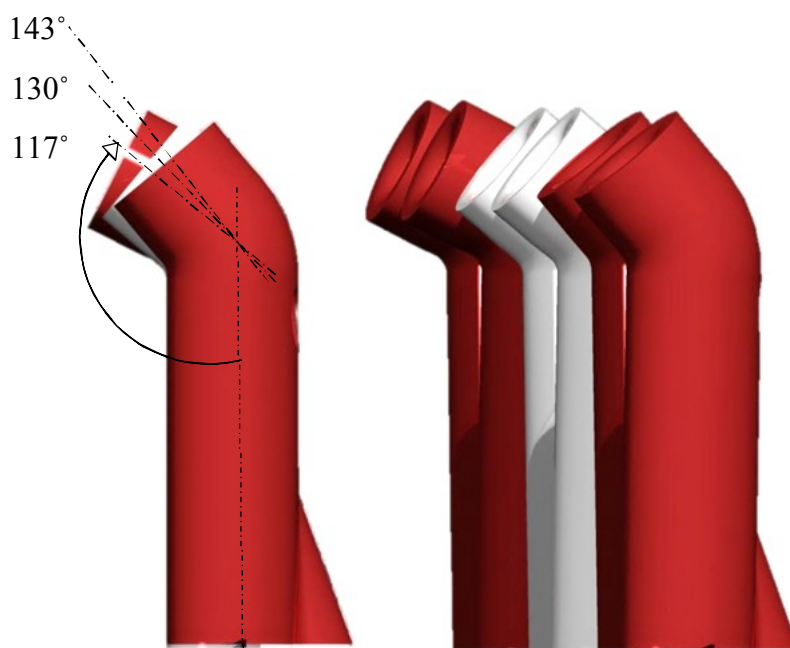
4.1 ÚHLOVÁ ENTITA

Prvním návrhem optimalizace je změna rozměru úhlu čili napřímění sacího kanálu. Vycházíme z původního rozměru 130°. Mnou navržená optimalizace je $\pm 10\%$ což zmenší napřímění kanálu na 117° a napřímí na úhel 143° do plusu.

	PŮVODNÍ	MÍNUS 10%	PLUS 10%
ÚHEL [°]	130	117	143



Obr. 41 Porovnání úhlové editace



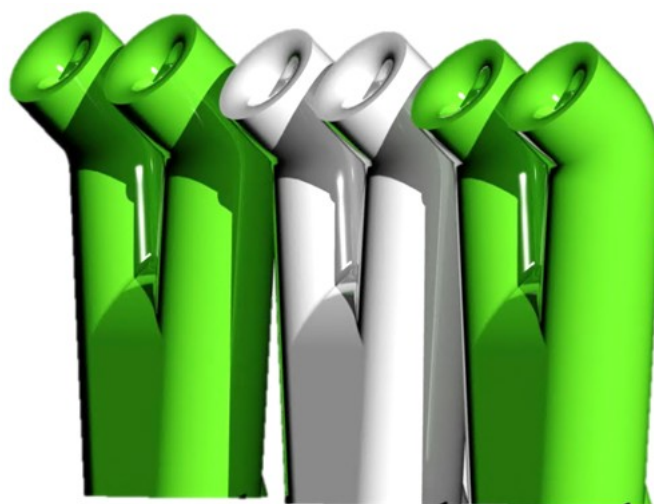
Obr. 42 Rozměry úhlové varianty



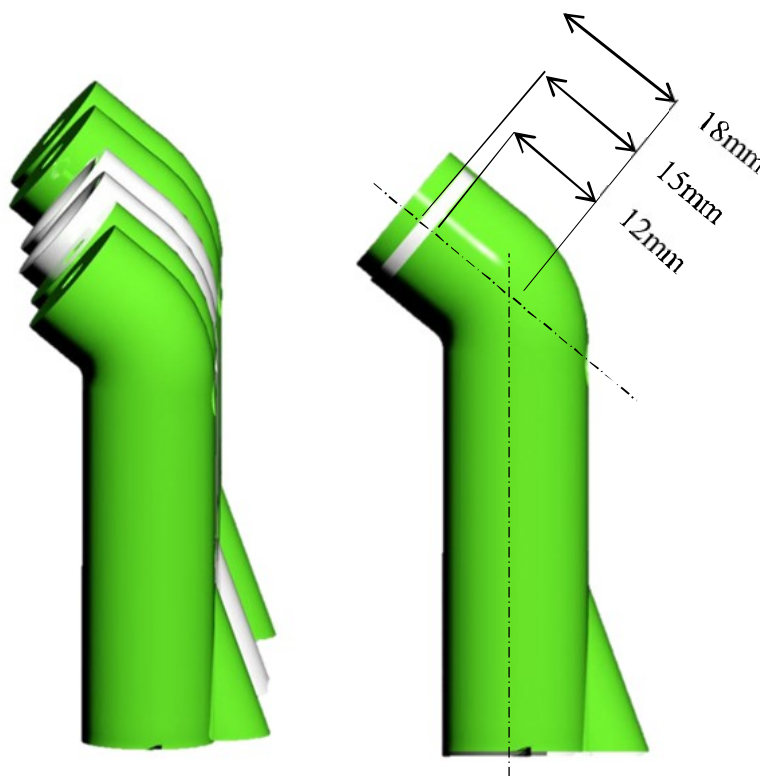
4.2 DÉLKOVÁ ENTITA

Druhou změnou rozměru je délka. Původní rozměr činí 15mm. Zde jsem zvolil optimalizaci $\pm 20\%$. Prvotní návrh byl 10%. Tato hodnota by se tolik neprojevila na výsledcích a proto jsem zvolil 20%. Navrhované hodnoty změny rozměr na 12mm do mínusu a 18mm do plusu.

	PŮVODNÍ	MÍNUS 20%	PLUS 20%
DÉLKA [mm]	15	12	18



Obr. 43 Porovnání délkové editace

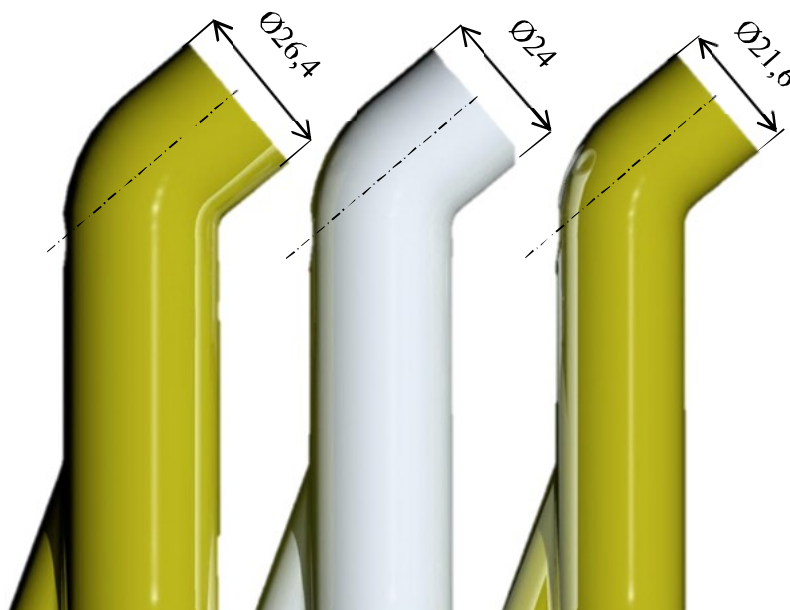


Obr. 44 Rozměry délkové varianty

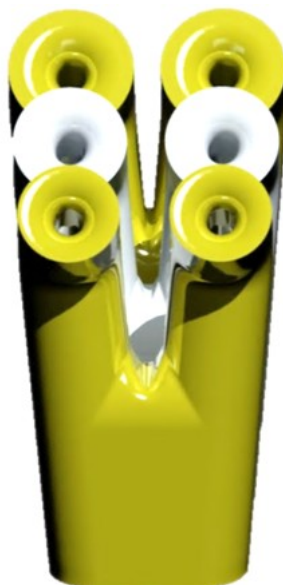
4.3 PRŮMĚROVÁ ENTITA

Třetí a nejefektivnější změnou je rozměr průměru. Průměr kanálu je podstatným faktorem v rámci proudění a dá se předpokládat, že změnou této entity budou patrné největší změny. Původní rozměr byl 24mm. Navržená optimalizace činí $\pm 10\%$ což je změna rozměru na 21,6mm do mínusu a 26,4mm do plusu. Kvůli těsným prostorovým poměrům má sací kanál obecně pouze na několika místech ideální průřez. Proto se pracuje s hydraulickým průměrem, což je průměr, který by vznikl, kdyby se skutečná plocha průřezu vytvořila jako kruhová.

	PŮVODNÍ	MÍNUS 10%	PLUS 10%
PRŮMĚR [mm]	24	21,6	26,4



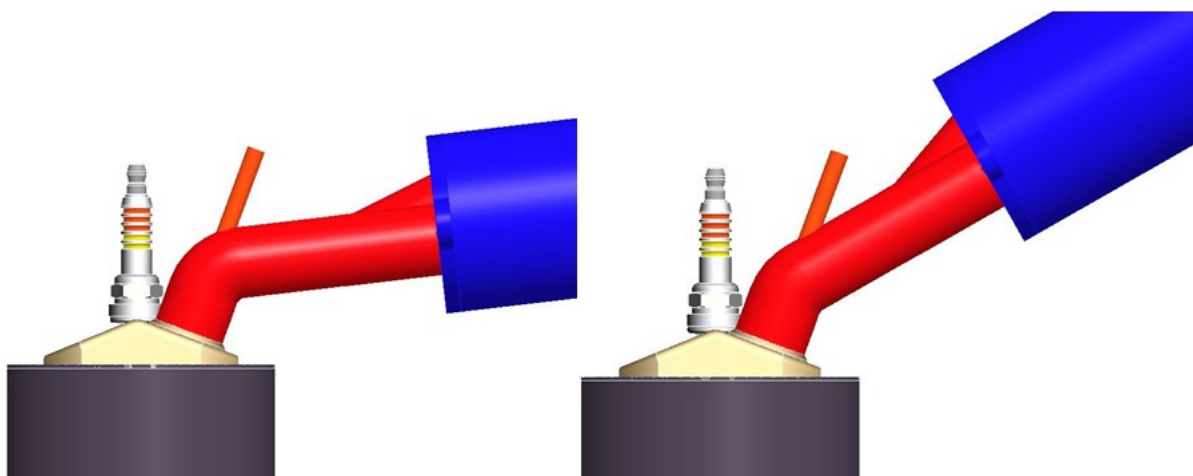
Obr. 45 Rozměry průměrových variant



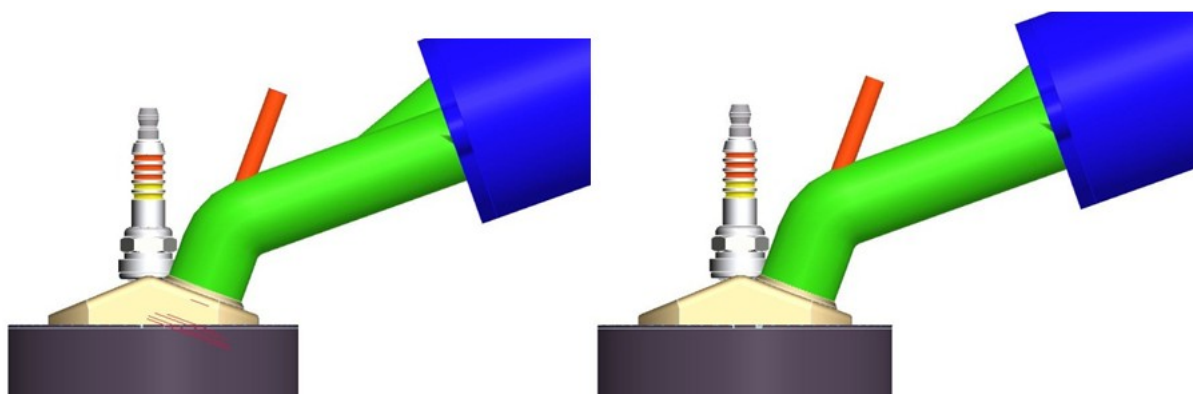
Obr. 46 Porovnání průměrových entit



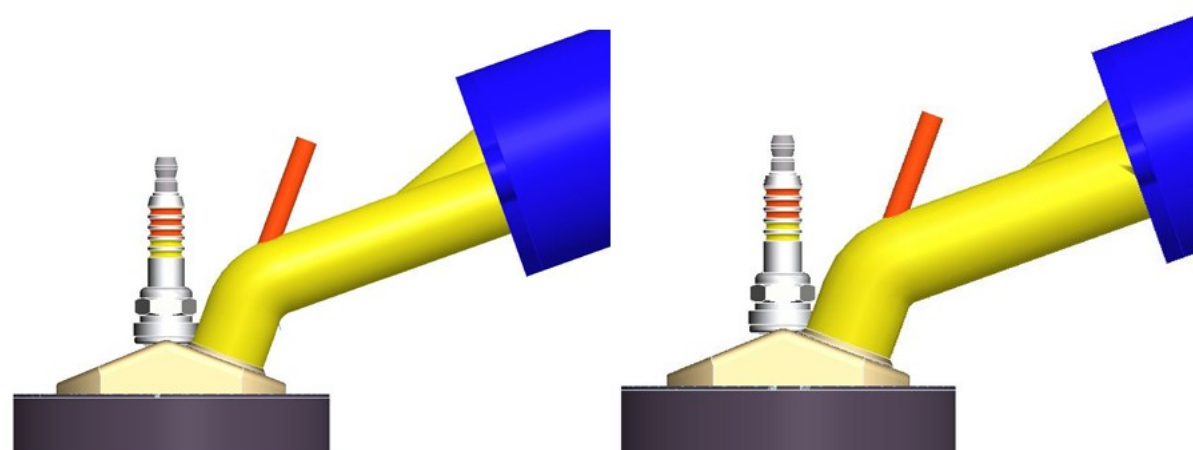
4.4 NAVRŽENÉ SESTAVY SACÍCH TRAKTŮ V RÁMCI OPTIMALIZACE



Obr. 47 Model sacího traktu (vlevo) minusová úhlová varianta, (vpravo) plusová úhlová varianta



Obr. 48 Model sacího traktu (vlevo) minusová délková varianta, (vpravo) plusová délková varianta



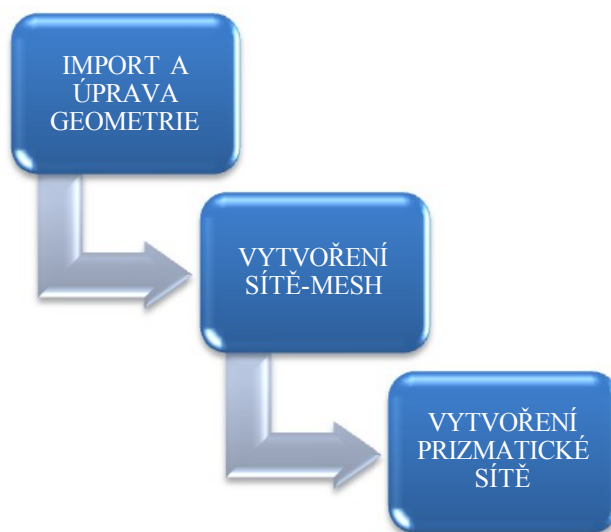
Obr. 49 Model sacího traktu (vlevo) minusová průměrová varianta, (vpravo) plusová průměrová varianta



5 VYTVOŘENÍ SÍTĚ

V této kapitole je řešeno sedm různých variant sestav sacích traktů, které byly vytvořeny v rámci návrhu optimalizace v programu ProEngineer a tvarově upraveny. Následující procesy byly vytvořeny v programu ICEM CFD a TGRID od společnosti ANSYS což je nejrozšířenější a nejznámější CFD software. Program využívá několik metod síťování.

- Shell Meshing – povrchová síť
- Volume Meshing – objemová síť
- Prism - prizmata
- Blocking – struktorované síťe

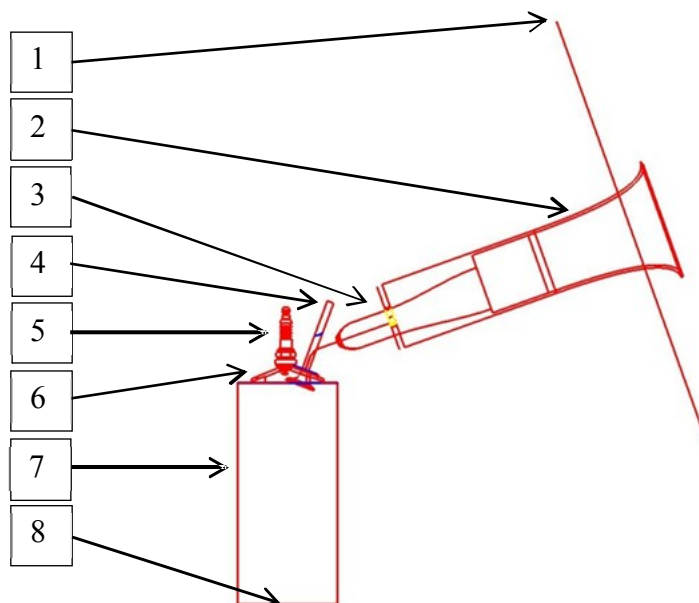


5.1 IMPORT A ÚPRAVA GEOMETRIE

Pro následující dva procesy jsem zvolil program ICEM CFD, který je určený pro generování a úpravu sítí vybavený sofistikovaným importem geometrie. Program využívá postprocesingu. Je to univerzální preprocesor pro analýzy typu FEA, CFD a CAE. Mezi základní specifické vlastnosti, které využívá program ICEM patří:

- Import geometrie
- Oprava Geometrie
- Vytvoření vícero druhů sítí
- Editace sítě (diagnostika, vyhlazení chceme-li „vyžehlení“, možnost změny hustoty sítě atd.)
- Kompatibilitnost s programem TGRID, ProENGINEER, FLUENT atd.

Již vytvořené sestavy v programu ProEngineer jsou uloženy s příponou *.step. Vznikne soubor, který je importován do programu ANSYS ICEM. Import se provede příkazem *File* → *Import Geometry* → *STEP/IGES*. Tím je naimportována geometrie sestavy, která je následně opravena příkazem *repair geometry*.



Obr. 50 Importovaná geometrie *.step

Geometrie byla postupně upravena tak, aby byla co nejvhodněji připravena k vysítování. Vymažou se přebytečné křivky, body a plochy. Dále se jednotlivé modelové komponenty rozdělí do tzv. *partů*, které jsou od sebe barevně odlišeny pro lepší orientaci v sestavě.

Tab. 2 Jednotlivé party viz Obr.51

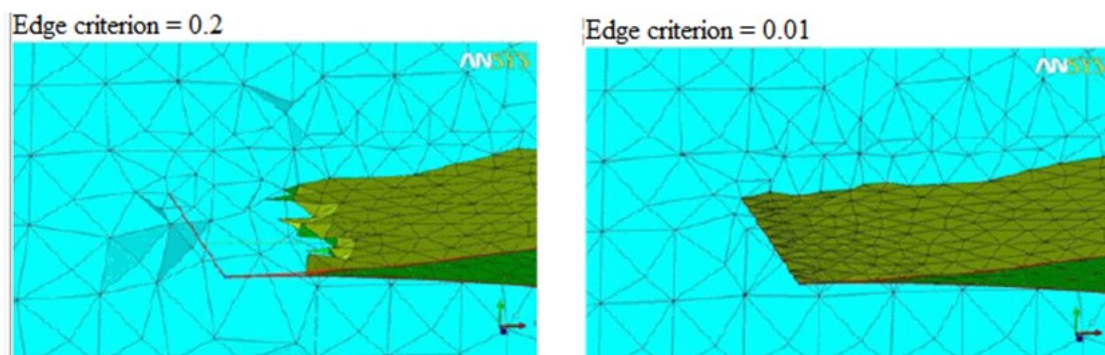
POZICE	PART
1	Inlet
2	Nátrubek
3	Sací kanál
4	Ventily
5	Svíčka
6	Hlava
7	Válec
8	Outlet

5.2 VYTVOŘENÍ SÍTĚ MESH

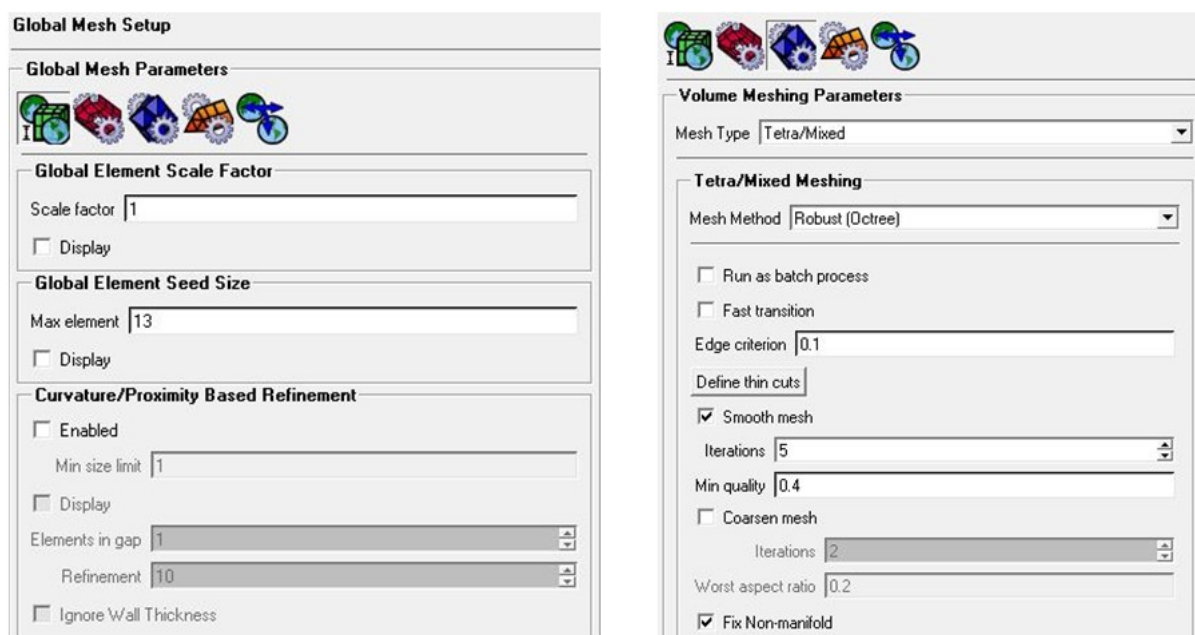
Poté co byla naimportována a upravena geometrie je nutno nastavit a vytvořit síť. Pro celý model je zvolena maximální velikost elementu 13 v záložce *Global element* → *seed size* →



max element. V záložce pro nastavení objemové sítě *Global meshing parameters* jsem zvolil typ sítě Tetra/mixed. Tento typ sítě využívá čtyři různé metody síťování. Zvolil jsem metodu *Robust(Octree)*. Tato metoda je založena na prostorovém dělení algoritmu. Tento algoritmus zajišťuje rychlejší výpočet. Další parametr, který jsem v této záložce nastavil je kritérium hran *global element scale factor* → *scale factor* a to na hodnotu 0,01. Toto kritérium určuje, do jaké míry tetra je řez reprezentuje geometrii. Zadaná hodnota je faktor tetra hrany. Výchozí hodnotou je číslo 0,2 ale mnou zvolená 0,01 je v našem případě dostačující Obr.52.

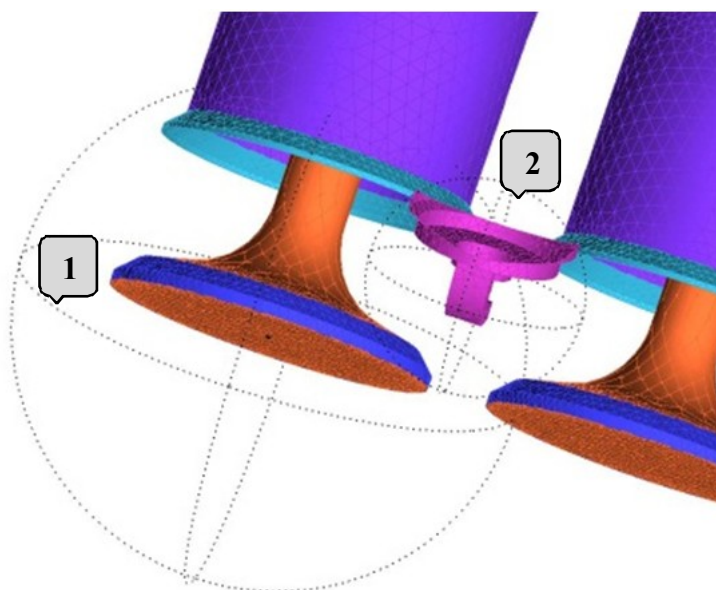


Obr. 51 Kritérium hran [16]



Obr. 52 Globální nastavení sítě [16]

V místech, kde je zapotřebí kvalitnějších přesností a jsou důležité pro výpočet, nebo místa, kde je zapotřebí zmenšit velikost elementu jsem nastavil větší hustotu sítě pomocí příkazu *create mesh density*. Tento příkaz umožňuje manipulovat s hustotou svazku sítě. Naopak v místech, která nejsou důležitá pro výpočet, velikost elementu a hustota sítě může být větší. Svazek pro nastavení větší hustoty sítě je dobře znázorněn na Obr. 54.



Obr. 53 Density 1- Svazek zahuštěné sítě kolem ventilu, 2- Svazek zahuštěné sítě kolem svíčky

Nastavení pro jednotlivé modely se provádí a nastavuje příkazem *Part mesh setup*. Na níže uvedené tabulce je dobře patrné nastavení maximální a minimální velikosti elementu.

Tab. 3 Nastavení *Part mesh setup*

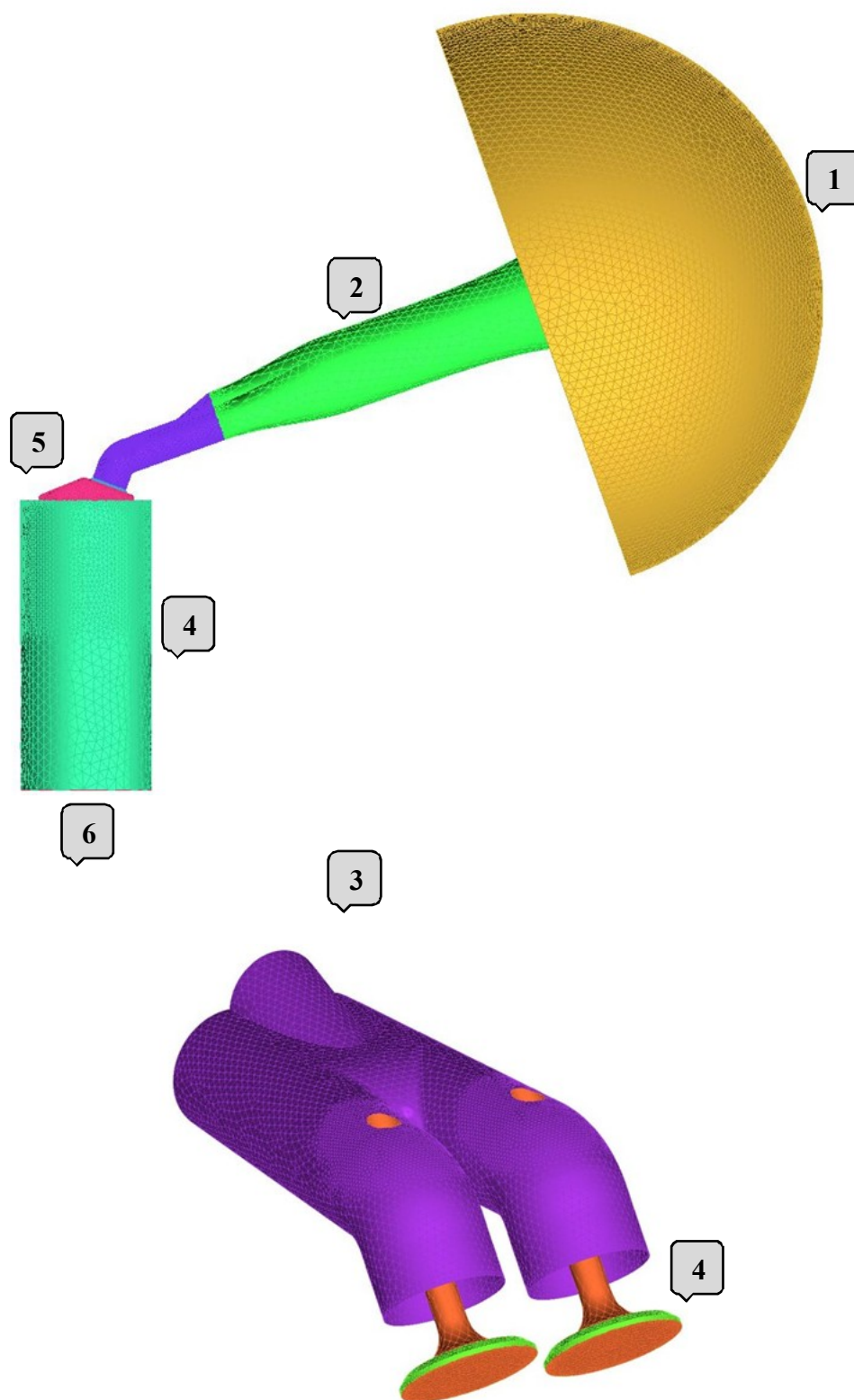
	MAX SIZE	MIN SIZE LIMIT
HLAVA	3	1,5
HLAVA_SEDLA	1	0,5
KANÁL	3	0
SVÍČKA	1	0,5
VENTILY	3	0
VENTILY_SEDLA	1	0,5

Tab. 4 Parametry nastavení density

	VENTILY	SVICKA	KANAL_DIRY	RADIUSY	OBAL
SIZE	3	1	1	1	5
RATIO	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
WIDTH	7	9	13	8	20



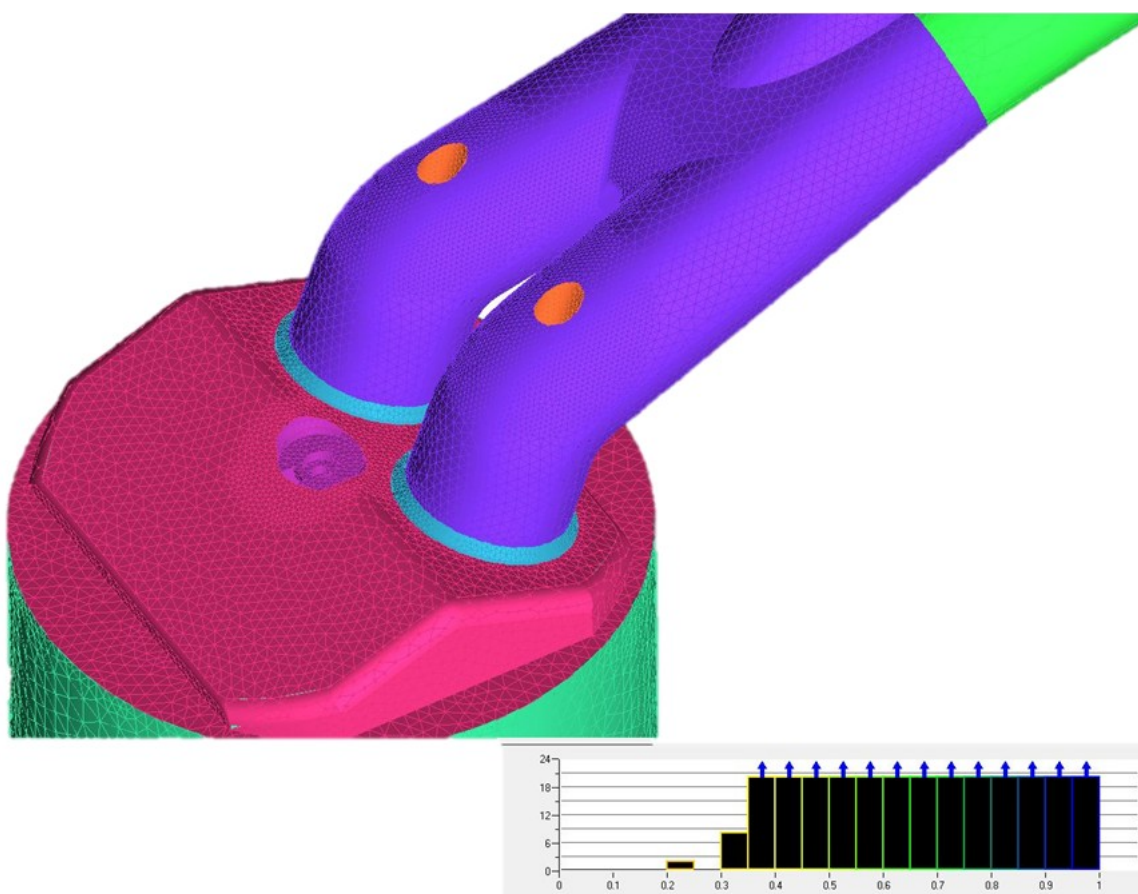
Poté co nastavíme nutné parametry spustím výpočet příkazem *Compute* → *compute mesh*. Program začne vypočítávat síť.



Obr. 54 Vytvořená síť 1- inlet, 2- nátrubek, 3- sací kanál. 4-ventily a sedlo ventilů, 5-hlava, 6-outlet



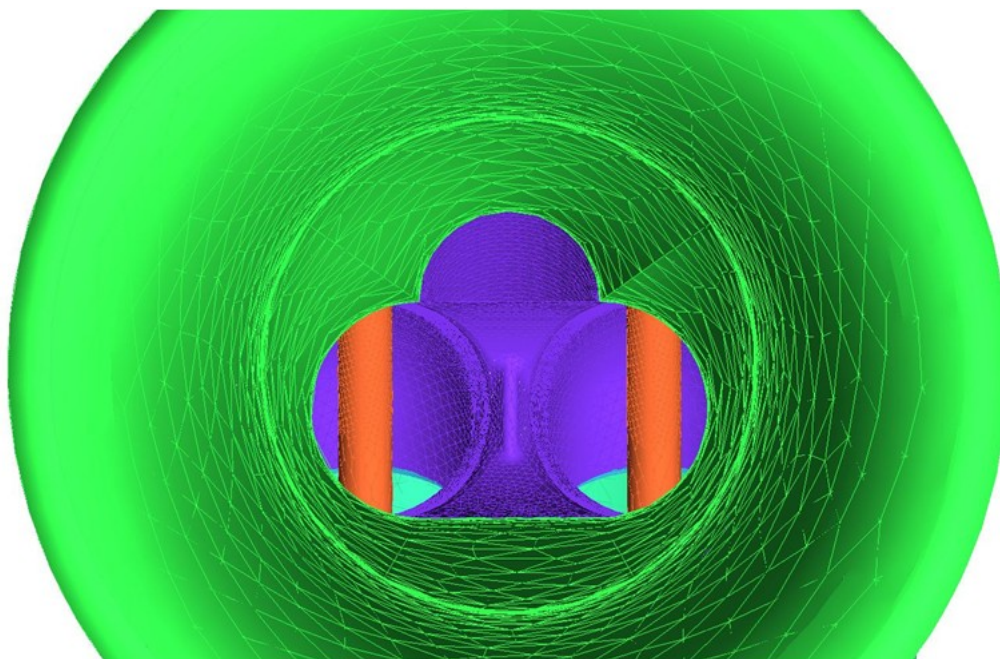
Po vytvoření sítě byla provedena kontrola příkazem *Edit Mesh* → *Check Mesh*. Následně je zde možnost kontroly kvality příkazem *Edit Mesh* → *Display Mesh Quality*. Program ICEM nabízí nespočet funkcí, mezi které patří funkce *Smooth Mesh*. Jedná se o proces, který dokáže automaticky vylepšit kvalitu sítě na principu hlazení, chceme-li „žehlení“. Kvalita sítě by neměla klesnout pod hodnotu 0,1. V opačném případě je zapotřebí tuto funkci využít a síť vyhladit. Nastavení provedeme na základě elementů, ze kterých je síť vytvořena a upravíme hodnotu kritéria a počet interací pro dosažení lepší kvality sítě. V našem případě jsem zvolil postupné vyhlazení s menší hodnotou interací a nižší hodnoty *Up to value*. Podle typu elementu jsem zvolil kritérium *Aspect ratio*, které se ukázalo jako nejvhodnější z hlediska lepší kvality sítě. Dobře patrná kvalita sítě je zřejmá na Obr.56. Jak vidíme, hodnota na vodorovné ose neklesla pod 0,1 což značí dobrou kvalitu sítě.



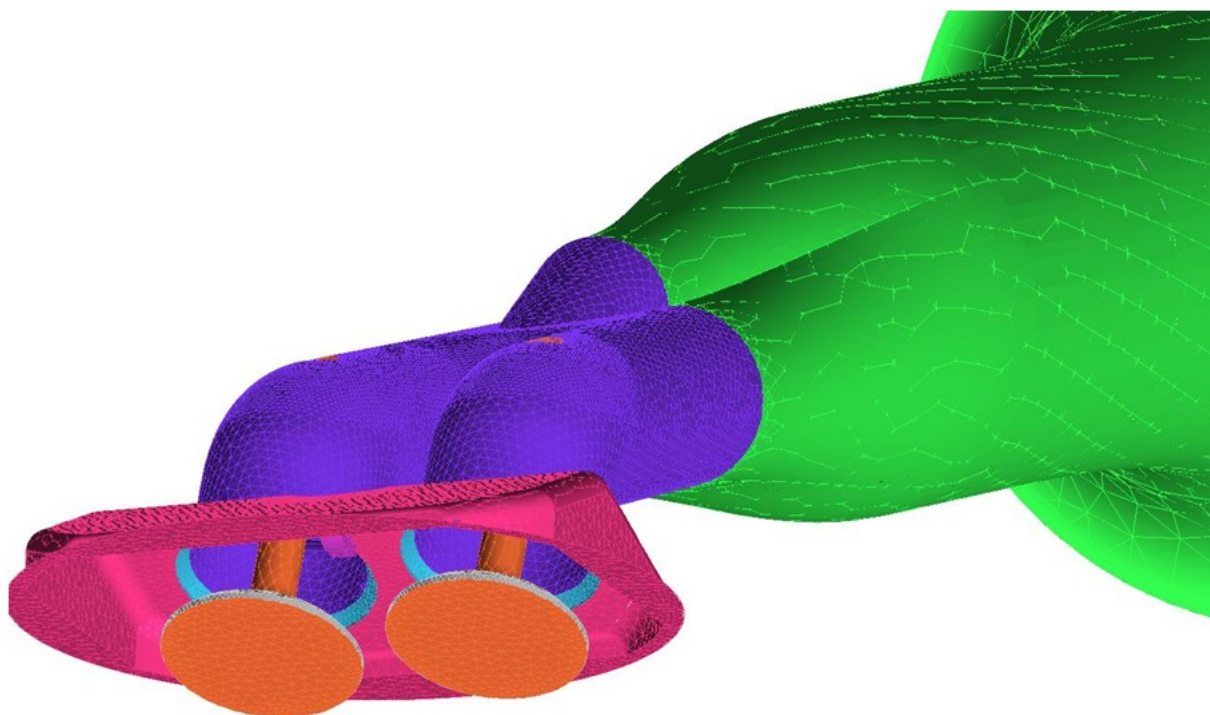
Obr. 55 Kontrola kvality sítě



Obr. 56 Síť vytvořená na svíčke (vlevo), síť na ventilu (vpravo)



Obr. 57 Vytvořená a vyhlazená síť



Obr. 58 Vytvořená síť



5.3 VYTVOŘENÍ PRIZMATICKÉ SÍTĚ

Dalším krokem je vytvoření prizmatické sítě. Zvolil jsem program TGRID rovněž od firmy ANSYS. Program je určený především pro generování sítě umožňující opravu a vytváření hybridních a nestrukturovaných objemových sítí. Je velmi jednoduchý, a protože nemá propracované grafické rozhraní, to však není důležité a díky tomu je velmi rychlé, šetří čas a preprocesor vytváří dokonalé sítě.

Mezi základní vlastnosti, které tento program nabízí patří:

- Rychlá automatická tvorba hybridních sítí, jenž obsahuje různé typy prvků například čtyřstěny, pětistěny, šestistěny
- Přejícnodové prvky (pyramidové, čtyřstěnné prvky) zajišťují přechod mezi sítěmi
- Nástroje pro vylepšení a opravu mezní vrstvy
- Funkce ověření velikosti a kvality sítě
- Virtuální návrh prototypů
- Parametrická změna rozměrů
- Snadný export a import dat
- Kompatibilitnost se systémy CAD, CATIA, ProENGINEER, I-DEAS, NASTRAN atd.)

Abych mohl vytvořit prizmatickou síť v programu TGRID, exportoval jsem již vytvořenou síť z programu ICEM pomocí příkazu *Output* → *select solver (fluent_6)* a uložil příkazem *Write output*. Tuto síť jsem otevřel příkazem *File* → *read* již v programu TGRID. Proto, aby nedošlo u první vrstvy elementu v modelu k nepřesnostem, které by mohly směřovat k nekonvergenci, využívám zde účinků prizmat a vytvořil jsem 5 prizmatických vrstev tak, že jejich výška od povrchu modelu postupně geometricky roste. Stávající objemová síť se tak smršťuje směrem ke středu modelu. Nevýhodou může být vznik elementů ve tvaru pyramid. Ty zhoršují kvalitu sítě, což může směřovat k nepřesným výsledkům, proto je třeba eliminovat výskyt pyramid a těchto elementů se pokud možno vyvarovat.

Nastavil jsem pět prizmatických vrstev. Výška první vrstvy prvků od 0,2mm s nárůstem vrstvy prizmat 1,4 až do výšky 2,18 a to rostoucí metodou v záložce *Growth Method* → *geometric*. Prizmatické vrstvy jsou znázorněny na Obr.63. Prizmatické prvky mají tvar malých objemových těles trojúhelníkového průřezu. Jejich základ vychází z plochy vyplněné TetHyb prvky. Na Obr.64 můžeme vidět příčný řez přes ventil. Zde můžeme pozorovat pravidelnou pětivrstvou stavbu prizmatické sítě.

Tab. 5 Nastavení základních parametrů prizmatické sítě

PŘÍKAZ (EN)	PŘÍKAZ (CZ)	HODNOTA
FIRST HEIGHT	První výška vrstvy	0,2
NUMBER OF LAYERS	Počet prizmatických vrstev	5
GROWTH METHOD	Metoda růstu prizmat	geometric
TOTAL HEIGHT	Celková výška vrstev	2,18912

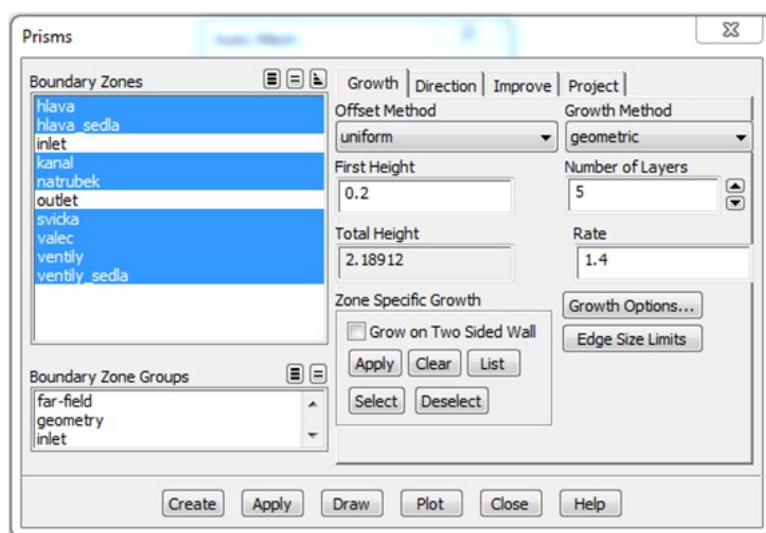


RATE	-	1,4
MAX CELL VOLUME	-	88
GROWTH RATE	-	1,2

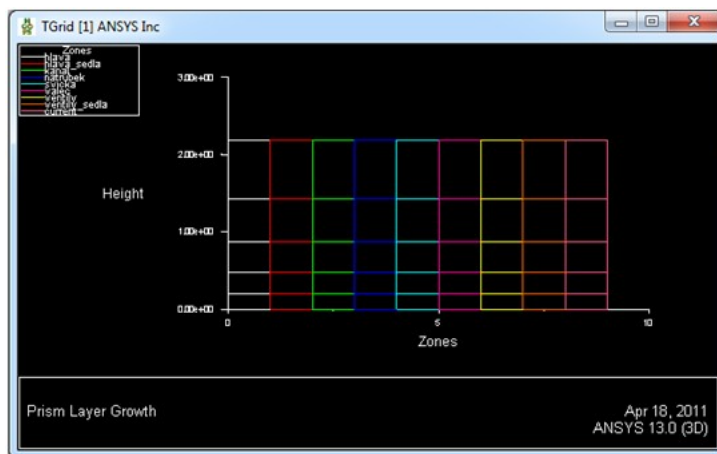
Total height je hodnota automaticky spočítána programem TGRID po dosazení mnou navržené hodnoty první výšky vrstvy čili 0,2 dále *rate* 1,4 a počet vrstev 5. Na základě těchto tří hodnot dostáváme hodnotu *Total Height*, která činí 2,18912.

Hodnotu *Growth Rate* jsem spočítal na základě maximálního elementu sítě vytvořené v programu ICEM a dosadil do doporučeného vzorce k této hodnotě.

$$Growth Rate = \frac{\max element^3}{25} = \frac{13^3}{25} = \frac{2197}{25} = 87,88 \div 88 \quad (40)$$



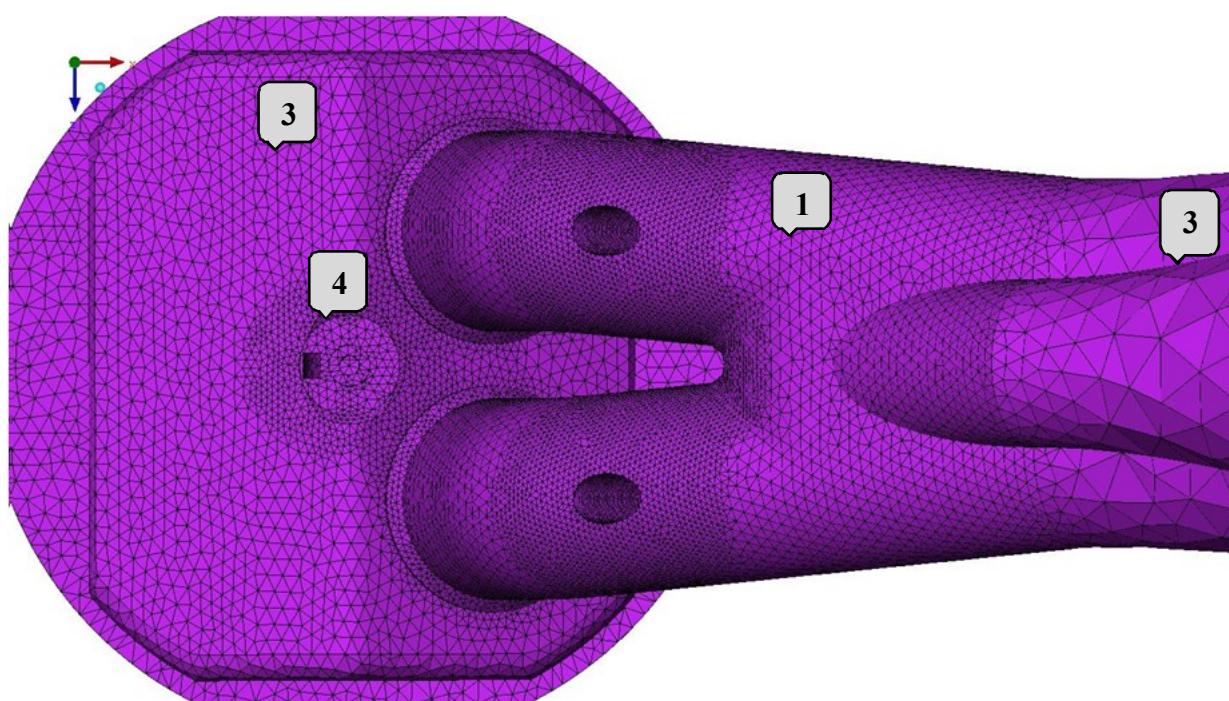
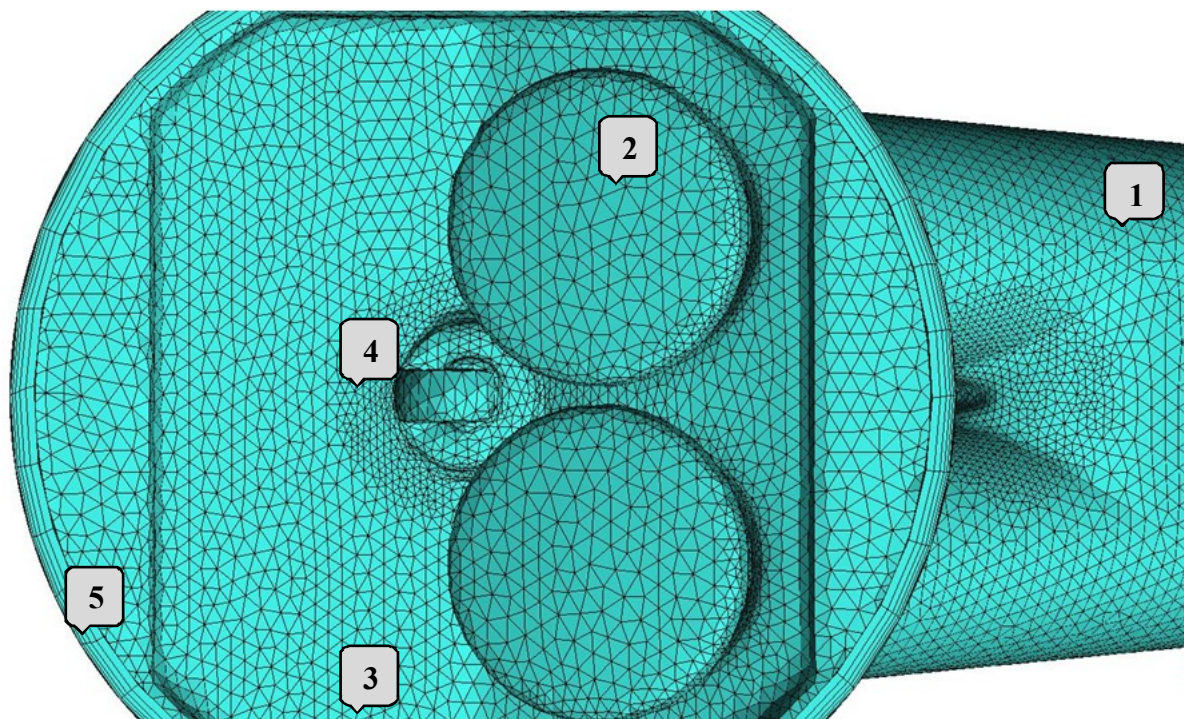
Obr. 59 Nastavení prizmat



Obr. 60Jednoduché zobrazení prizmat programem Tgrid



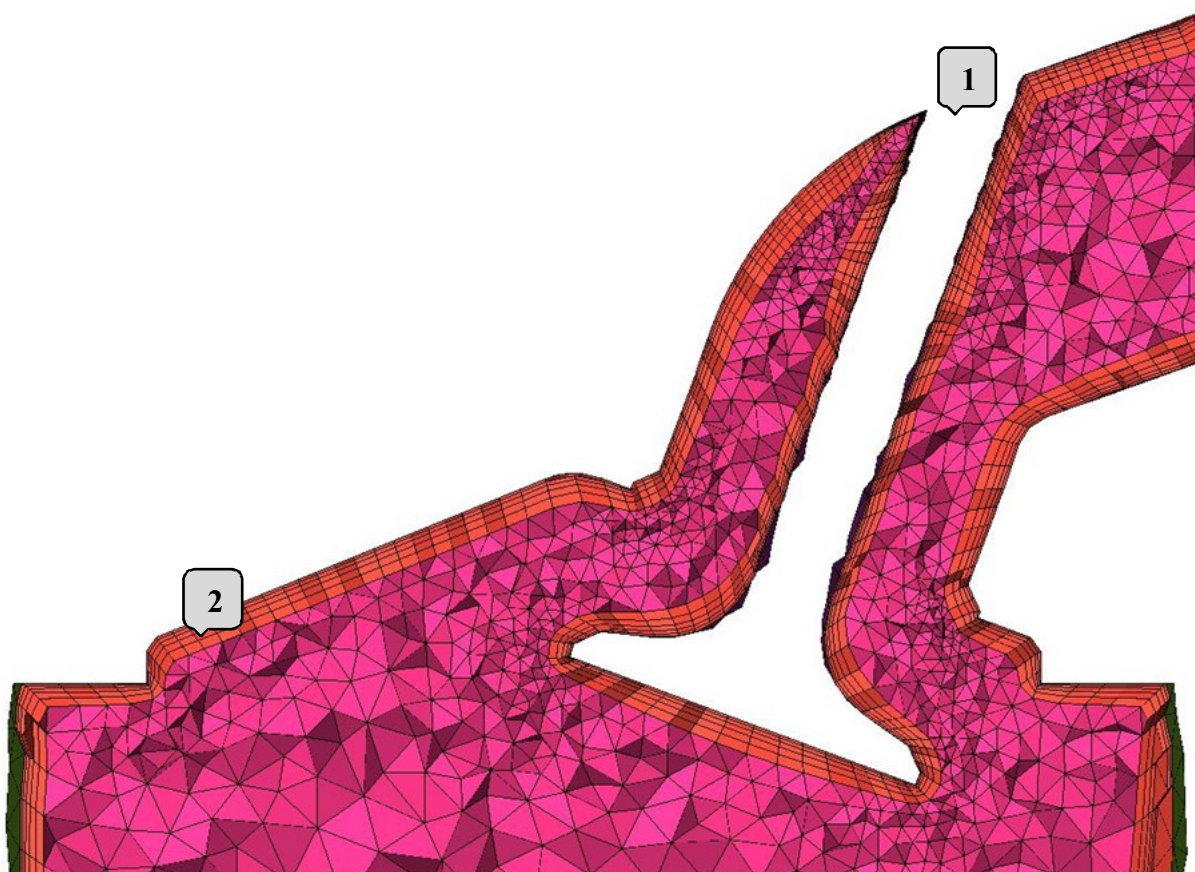
Následující Obr.62 zobrazuje vypočítanou síť na všech komponentech sacího traktu. Všimnout si můžeme pěti vrstev prismatické pozice 5 na okrajích spalovacího prostoru. Dále jsou zde dobře zobrazeny density (zahuštěná síť) v okolí svíčky, zaoblení v sacím kanálu a kolem ventilů.



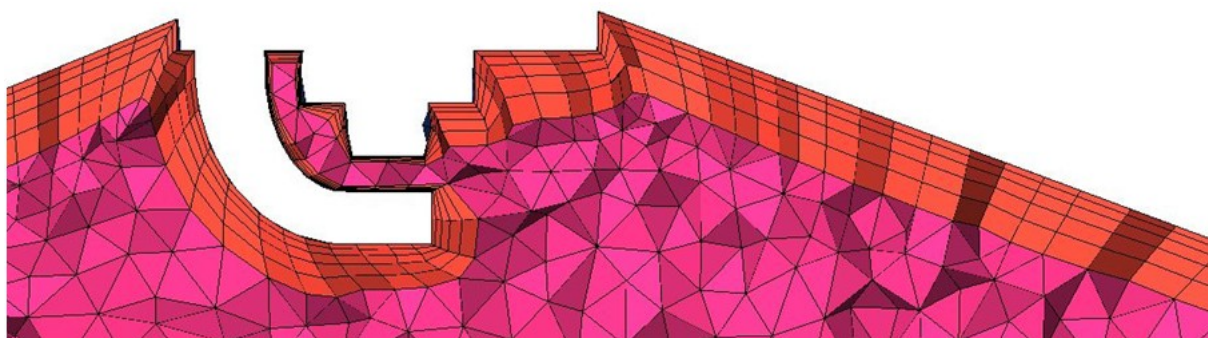
Obr. 61 Zobrazení sítě 1- Sací kanál, 2- Ventily, 3- Hlava, 4- Svíčka, 5- prismatická vrstva



Prizmatická síť vytvořená programem TGRID byla exportována zpět do programu ANSYS ICEM příkazem *File → Import Mesh* program TGRID. Export jsem provedl pro lepší 3D zobrazení. Program Tgrid nemá tak dobré zobrazení jako ANSYS ICEM. Víceméně byl využit pouze k výpočtu prizmatické sítě. Následující obrázky zobrazují vytvořená prizmata.



Obr. 62 Řez prizmatickou sítí procházející osou ventilu 1- Ventil, 2-Pět prizmatických vrstev



Obr. 63 Řez prizmatickou sítí procházející osou svíčky

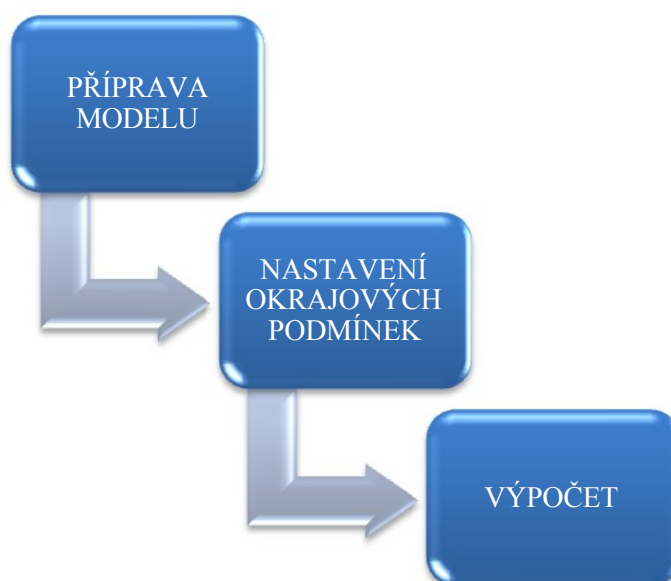


6 CFD SIMULACE

Pro řešení problému metodou CFD (Computational Fluid Dynamics – tedy počítačem řešená dynamika tekutin) jsem zvolil program k simulaci proudění FLUENT od firmy ANSYS, jenž je universální a flexibilní nástroj obsahující fyzikální zákony postihující široké možnosti potřebné k modelování proudění, turbulence, spalování a přenosu tepla. Je vhodný také pro řešení jak vnitřní tak vnější aerodynamiky. Simulace provedené CFD metodou umožňují získat velmi komplexní přehled o jevech, které se vyskytují při tvorbě podstatné části složek vnitřního proudění. Princip metody CFD spočívá v numerickém řešení diferenciálních rovnic. Obtížnost metody souvisí s řešitelností daného problému pro zvolené počáteční a okrajové podmínky a numerickou stabilitou výpočtu.

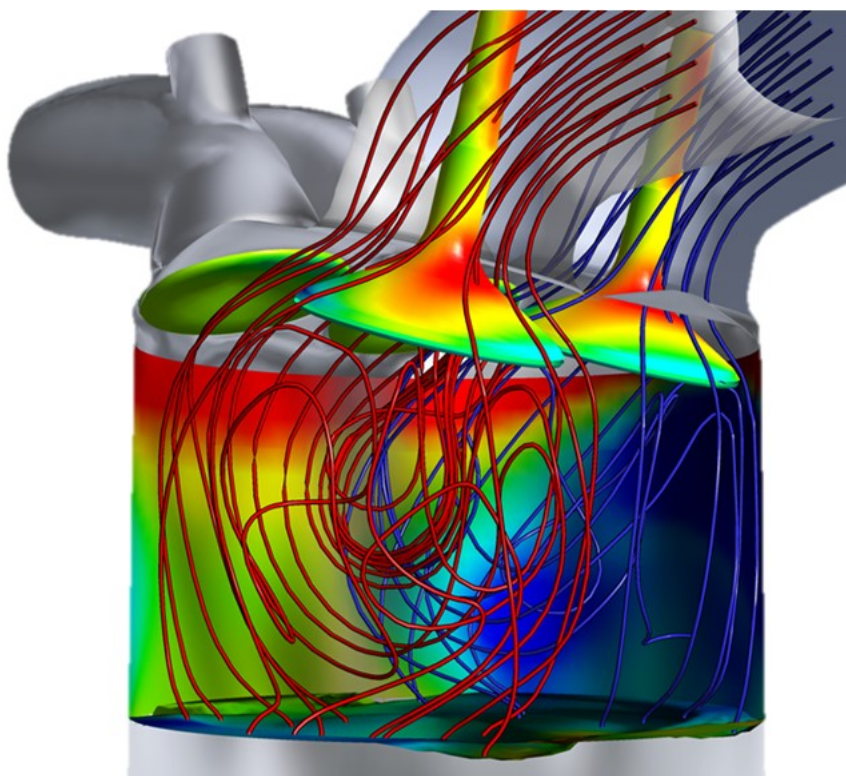
Nevýhodou tohoto programu je velká náročnost na výpočetní výkon a výpočetní čas počítače. Avšak převažují jeho výhody a nespočet specifických vlastností.

- Postprocessing
- Stacionární a nestacionární řešení rovnic metodou konečných prvků
- Mísení směsí
- Modelace vícefázového proudění např. (kapky, bubliny)
- Pohyb disperzní fáze se zahrnutím vlivu turbulence
- Proudění v prostředí s distribuovanými odpory
- Přenos tepla, vedení tepla, přirozenou či vynucenou konvekci a radiaci
- Možnost paralelního postprocessingu
- Vizualizační nástroje (proudnice, řezy, animace, vektory rychlostí, kontury atd.)
- Zpracování výsledku a export dat pro MKP analýz





Obr. 64 Simulace vnějšího proudění



Obr. 65 Vnitřní simulace aerodynamiky ve spalovacím prostoru



6.1 PŘÍPRAVA MODELU

Příkazem *file → read → mesh* byla importována síť *.msh, která byla vytvořena v programu ANSYS TGRID a zkontrolována v programu ANSYS ICEM. Po importu je provedena zkouška sítě příkazem *mesh → check*. O tom, že síť prošla zkouškou nás program informuje v příkazovém řádku *checking mesh → done*.

6.2 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Základem správných výsledků je nastavení okrajových podmínek. Ty jsem nastavil tak, aby simulace probíhala na základě reálných podmínek. Protože v tomto modelu dochází jak k laminárnímu tak i turbulentnímu proudění ponechal jsem jako standardní nastavení model turbulentního chování k-Epsilon, které se nejvíce podobá reálnému proudění vzduchu. *Models → Viscous → Kepsilon (realizable)*.

Dále jsem nastavil okrajové podmínky tlakového spádu na vstupu, čili vtokové části značíme inlet „pressure inlet“ a výstupu čili outlet „pressure outlet“. Na výstupu jsem zvolil výchozí hodnotu 0 Pa a na výstupu volím tlak s hodnotou -5000 Pa, odpovídající reálnému tlakovému spádu ve spalovacím motoru a budu ji používat ve všech variantách optimalizace stejnou. Volím tak příkazem *Boundary conditions → inlet, outlet*.

K tomu abych mohl sledovat fyzikální vlastnosti je třeba si zvolit senzory, které budou snímat sledované veličiny. Nejprve jsem si zvolil plochu, ale později se ukázalo, že mnohem vhodnější na monitoring rychlosti je bod, protože při snímání plochou může dojít k nepřesnostem měření vlivem víření vzduchu, kterou plocha může zaznamenat pokaždé jinak a v jiné části plochy. Proto volím pro monitoring (senzor) rychlosti bod. Ten jsem zvolil pro začátek mezi ventily pod svíčkou, ale použiju ho pouze na prvních 500 interací. Tímto senzorem snímám rychlost. Senzory volím příkazem *Monitors*.

Tab. 6 Okrajové podmínky

VELIČINA	HODNOTA
MODEL PROUDĚNÍ	k-Elipson (2eqn)
C2-EPSILON	1,9
MEDIUM	vzduch
VSTUPNÍ TLAK	0 Pa
VÝSTUPNÍ TLAK	-5000 Pa
HUSTOTA	1,225 (kg/m ³)
VISKOZITA	1,7894.10 ⁻³ (kg/m ^{-s})
POMĚR STLAČITELNOSTI	1,4
AUTOSAVE	250



6.3 VÝPOČET

Krátce po nastavení okrajových podmínek následuje výpočet. Prvotním nastavením jak už jsem uvedl je výpočet 500 interací s okrajovou podmínkou nestlačitelného proudění. Tím předejdu možné divergenci výpočtů a zároveň zajistím budoucí přesnější výpočty. Výpočet zahájím příkazem *Calculate* v záložce *Run calculate*.

Tab. 7 Nastavení pro prvních 500 interací

POČET INTERACÍ	500
SLEDUJI	Rychlost
REPORT TYP	Facet Average
SURFACES (SENZOR)	Bod (mezi ventily)

Poté co je spočítáno prvních 500 interací výpočet je automaticky ukončen a přenastavím okrajové podmínky v záložce *Solution methods* do druhé fáze výpočtu pro zpřesnění a vytvořím si nový senzor uprostřed válce. Tím senzorem nebude bod, jak tomu bylo v první fázi výpočtu, ale volím plochu, chceme-li rovinu a sleduji hmotnostní tok neboli *mass flow*.

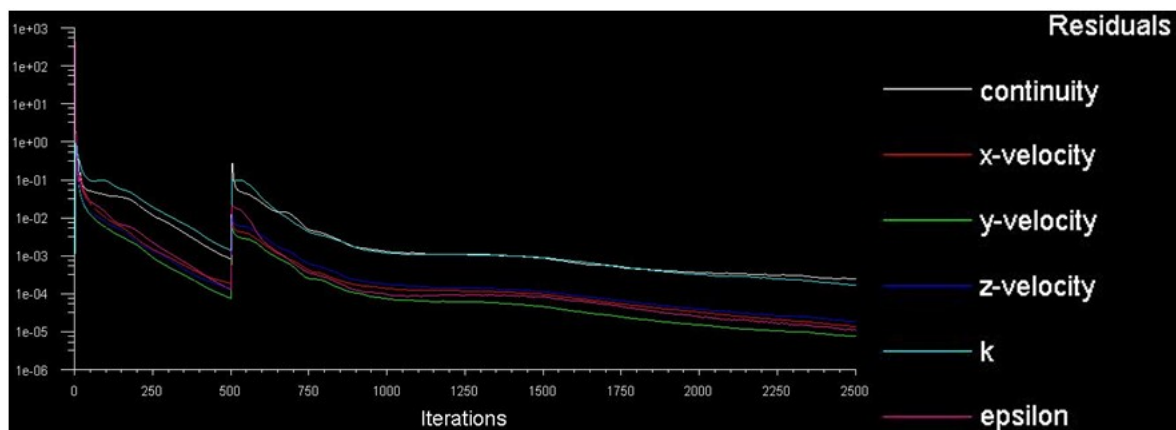
Tab. 8 Nastavení pro druhou fázi výpočtu

POČET INTERACÍ	2000-5000
SLEDUJI	Hmotnostní tok
SURFACES (SENZOR)	Plocha (rovina v polovině válce)
PREASSURE	Second order
MOMENTUM	Second order Upwind
TURBULENT KINETIC ENERGY	Second Order Upwind
TURBULENT DISSIPATION RATE	Second order Upwind

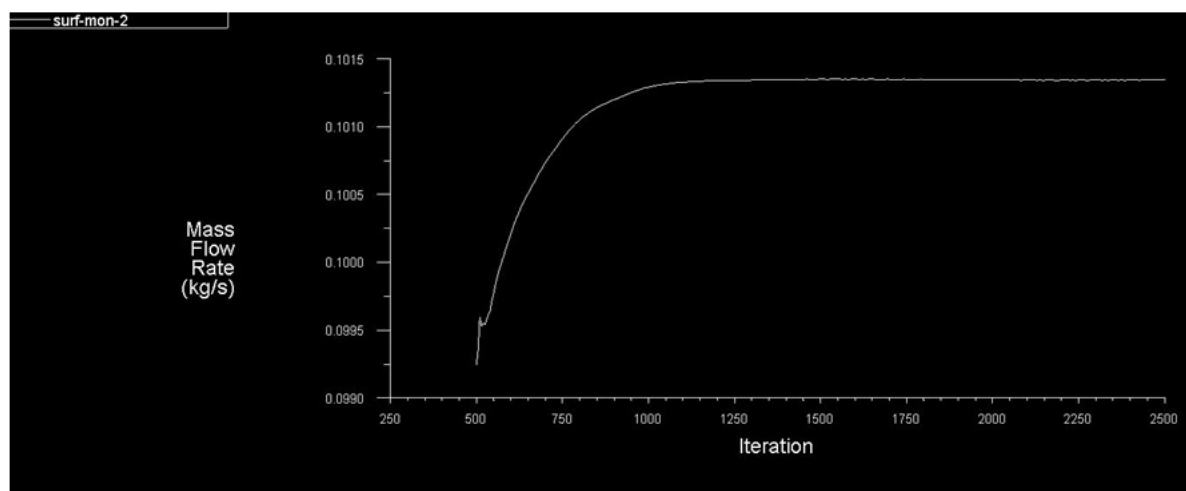
Výpočet spustím opětovným příkazem *Calculate* ve stejné záložce. První mou volbou bylo nastavení 2000 interací, což se později u některých variant optimalizace ukázalo jako nedostačující a hodnoty se ještě nestačili ustálit, proto jsem u vybraných variant dopočítal dalších 1000 až 2000 interací. V průběhu počítání mohu již sledovat průběžné výsledky rychlosti či hmotnostního toku na grafu, který je během výpočtu zpracováván. Tyto výpočty jsou náročné na výkon počítače a výpočetní čas. Výpočty mohou trvat i několik dní v závislosti na složitost modelu. Proto je vhodné před výpočtem nastavit automatické ukládání výsledků do tabulkového editoru, můžeme tím předejít nečekané ztrátě dat. Zvolil jsem automatické ukládání každých 250 interací v záložce *Calculation Activities* příkazem *autosave Every (iterations)*. Na Obr.67,68 již můžeme sledovat průběžné výsledky během výpočtu. Můžeme si všimnout, že ani po výpočtu 2500 interací nejsou výsledky ustáleny a



proto výpočet přenastavuji o dalších 1000 interací více. Mnou nastavené senzory v záložce *monitors* v grafu zaznamenávají hodnoty konvergence rychlosti, hmotnostního toku a residua. Výsledky můžeme brát za přesné, až se hodnoty ustálí a budou zkonvergovány. Pokud hodnoty začínají divergovat, program automaticky ukončí výpočet.



Obr. 66 Průběžné výsledky Residua. Na grafu vidíme, že výsledky stále nejsou ustálené a mají klesavý trend



Obr. 67 Průběžné výsledky hmotnostního toku



7 VYHODNOCENÍ CFD VÝPOČTŮ

Na základě vypočítaných dat, které jsem získal simulací proudění v sacím traktu spalovacího motoru v programu FLUENT mohu získaná data zhodnotit a porovnat. K dispozici mám nespočet vypočítaných hodnot, které je třeba zpracovat a zhodnotit. Veškeré výsledné hodnoty jednotlivých variant sacích kanálů exportuji do tabulkového editoru. Zhodnocení provedu tak, že z posledních pětiset interací provedu aritmetický průměr, ze kterého vzejde průměrná hodnota hmotnostního toku a rychlosti pro jednotlivou optimalizovanou entitu. Senzor pro měření rychlosti byl sledován bodem mezi ventily pod svíčkou a hmotnostní tok byl sledován plochou neboli rovinou umístěnou ve středu válce.

Grafické zhodnocení a simulaci provedu v programu ANSYS CFD POST což je universální postprocesor pro vyhodnocování výsledků CFD simulací. Zvolil jsem tento program, protože je to intuitivní nástroj pro zobrazování spočítaných proměnných na modelu s neomezeným vyhodnocováním kvantitativních veličin na jakémkoliv existujícím objektu.

Pomocí tohoto programu mohu vizualizovat a analyzovat výsledky či simulovat tok v libovolném místě modelu sacího traktu a díky 3D zobrazení lépe pochopit složité jevy toku. V libovolně vytvořené rovině v libovolně zvoleném místě mohu sledovat proudnice, rychlosti, víry či rozložení tlaku. Neméně efektivní záležitost je možnost vytvoření animace, která je nejlepší volbou pro představu proudění či znázornění vírů.

Možnosti ANSYS CFD-POST:

- Obecné možnosti zpracování výsledků
- Import a export dat
- Možnosti zobrazení
- Vytváření animací
- Kvantitativní vyhodnocení výsledků

K dispozici mám sedm vypočítaných variant modelů včetně původního sacího kanálu. Mohu tak porovnávat rychlosti, tlaky či hmotností tok s jakoukoliv variantou a díky parametrickému provedení modelu, jsem schopen optimalizovat jakoukoli část sacího traktu.

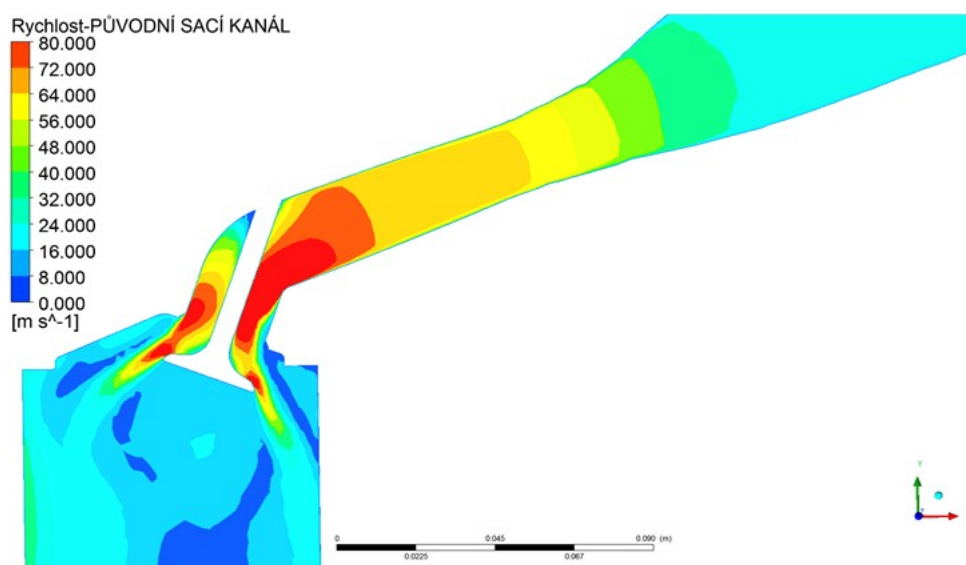
V následujících kapitolách budu porovnávat mezi sebou minusové a plusové varianty jednotlivých entit.



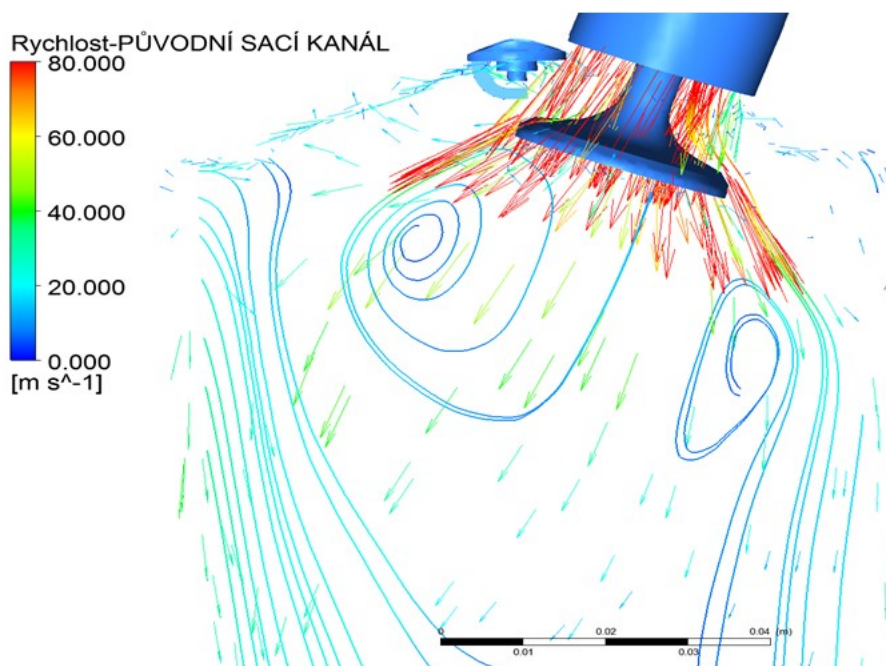
7.1 VYHODNOCENÍ VÝPOČTŮ PŮVODNÍ VARIANTY SACÍHO KANÁLU

Tab. 9 Výsledky původního sacího kanálu

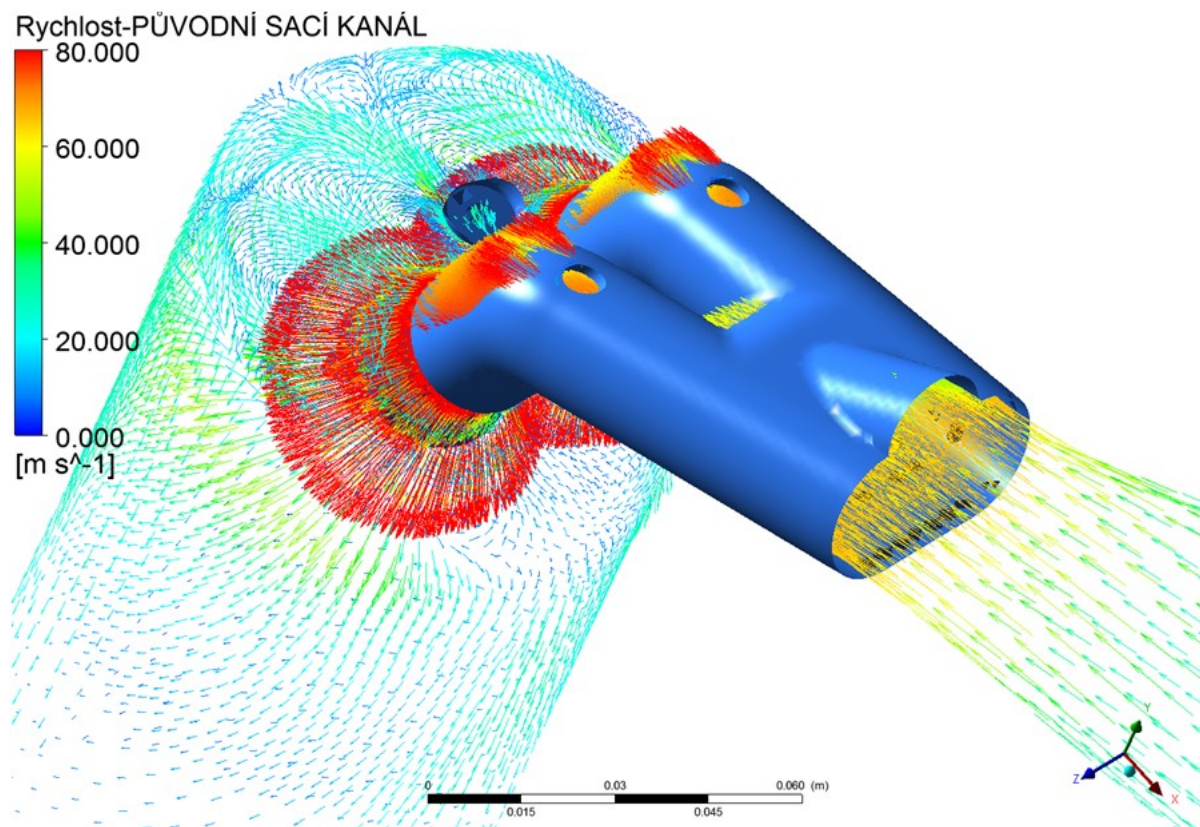
VARIANTA SACÍHO KANÁLU	RYCHLOST [m/s]	HMOTNOSTNÍ TOK [kg/s]
PŮVODNÍ	74,54065	0,083132



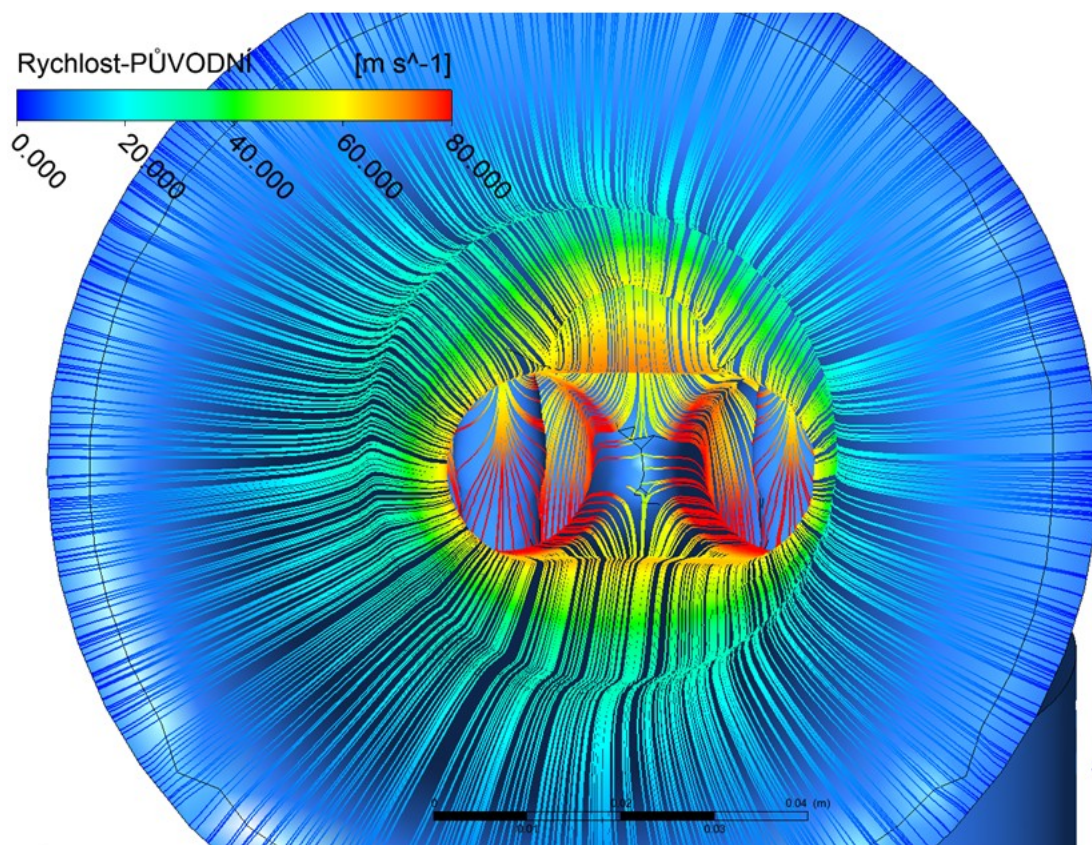
Obr. 68 Zobrazení rychlosti



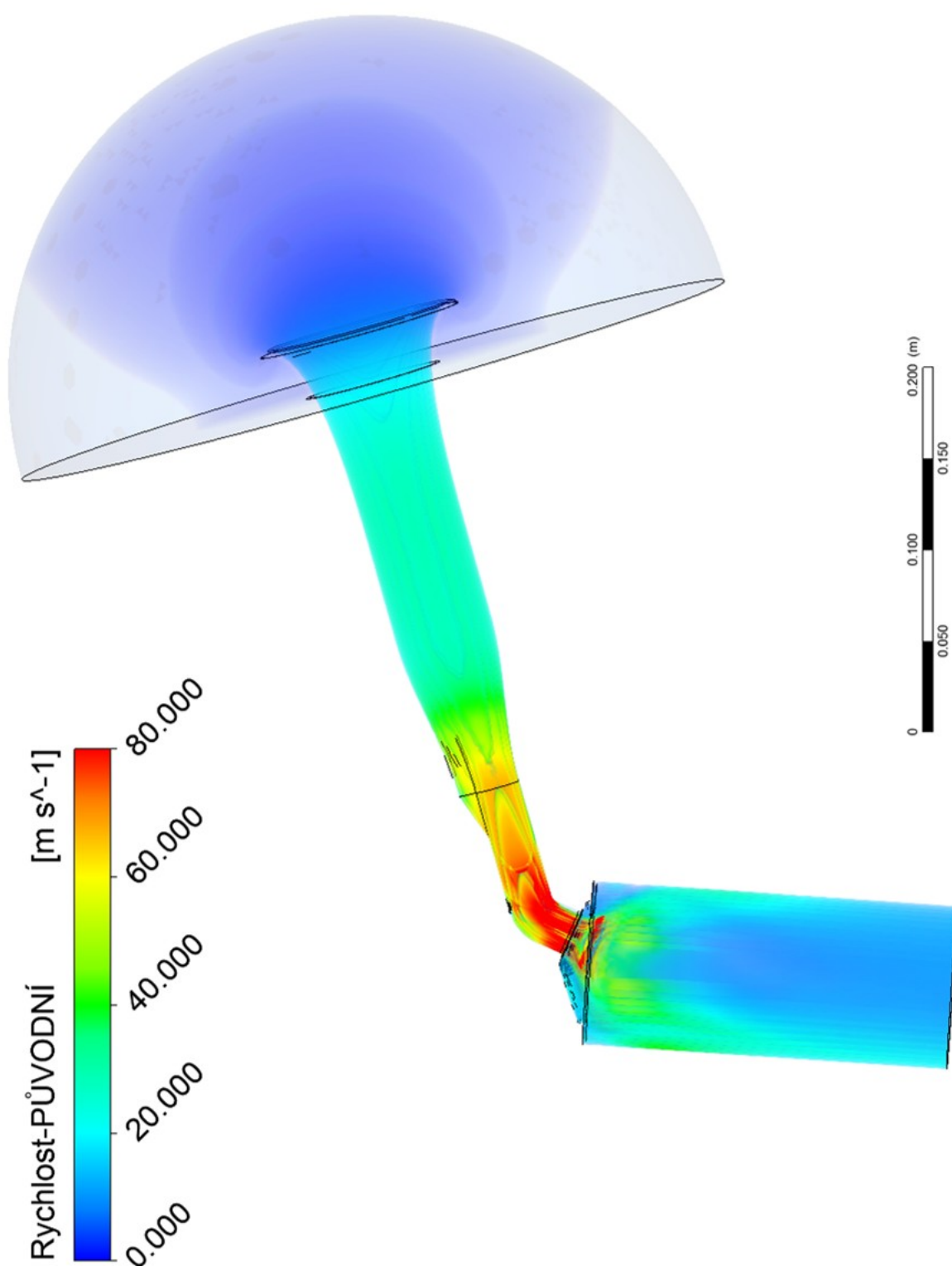
Obr. 69 Rychlost zobrazená vektory a proudnicemi



Obr. 70 Vektorové zobrazení rychlosti



Obr. 71 Zobrazení rychlosti a směru proudnic na stěnách nátrubku

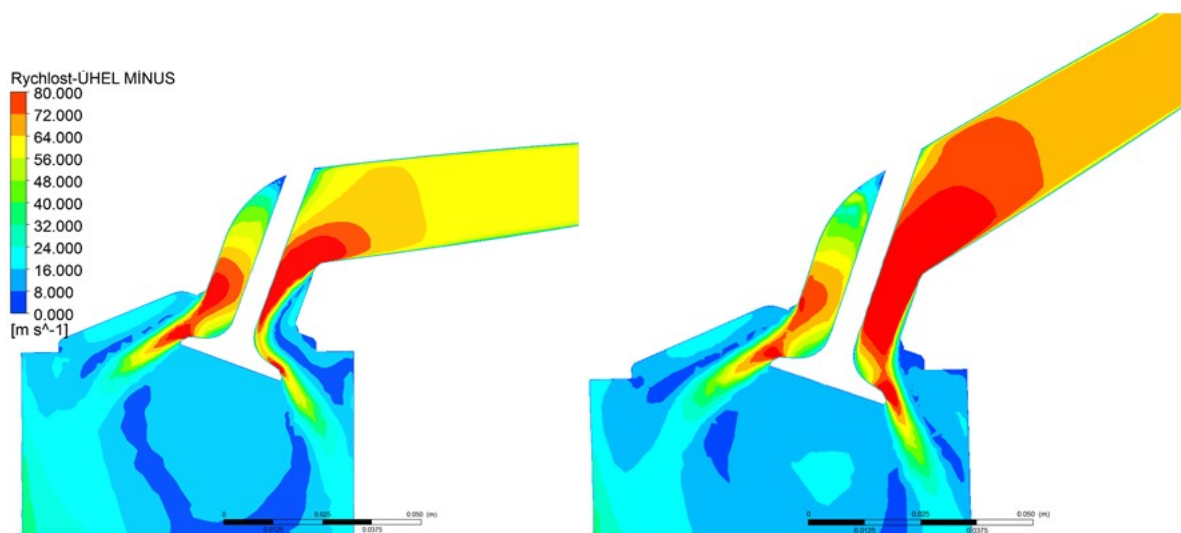


Obr. 72 Zobrazení rychlostí původního sacího traktu 3D renderem

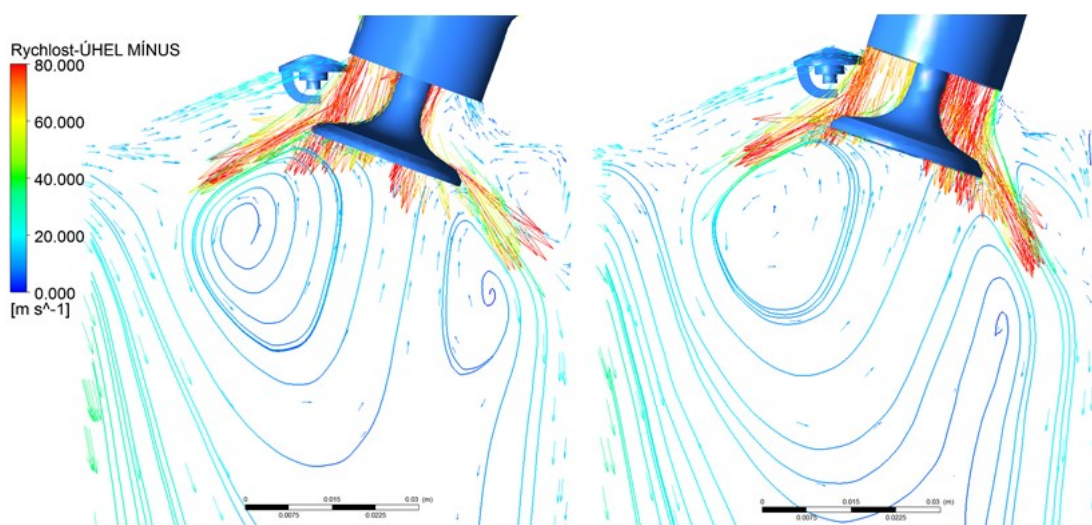
7.2 VYHODNOCENÍ VÝPOČTŮ ÚHLOVÉ VARIANTY SACÍCH KANÁLŮ

Tab. 10 Výsledky úhlové varianty kanálu

VARIANTA SACÍHO KANÁLU	RYCHLOST [m/s]	HMOTNOSTNÍ TOK [kg/s]
ÚHEL MÍNUS	73,65793	0,073026
ÚHEL PLUS	76,07747892	0,086702
PŮVODNÍ	74,54065	0,083132



Obr. 73 Porovnání rychlosti (z leva: úhel minus, úhel plus)

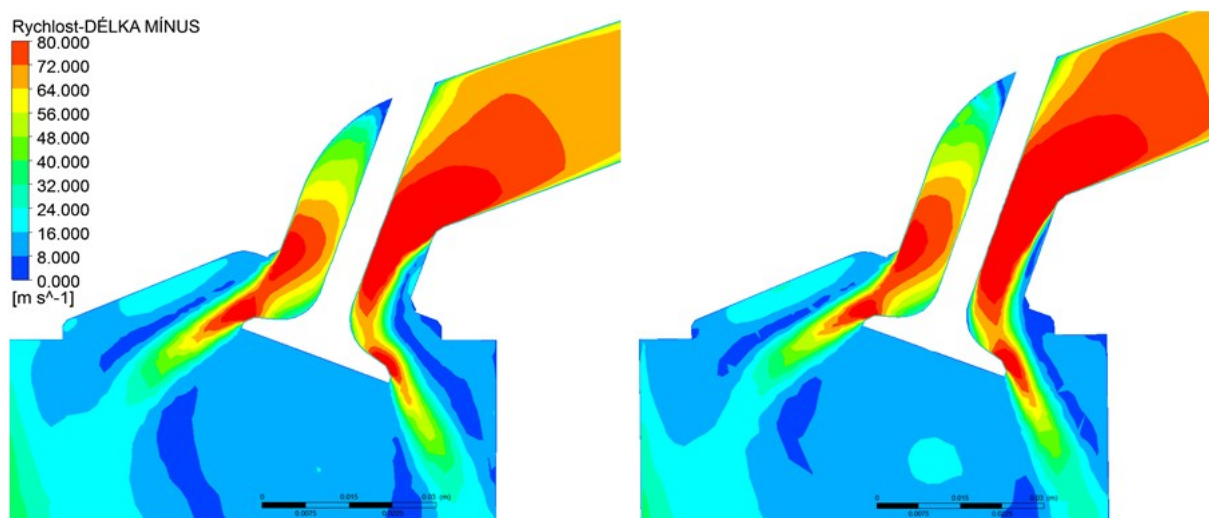


Obr. 74 Zobrazení rychlosti vektory a proudnicemi (z leva: úhel minus, úhel plus)

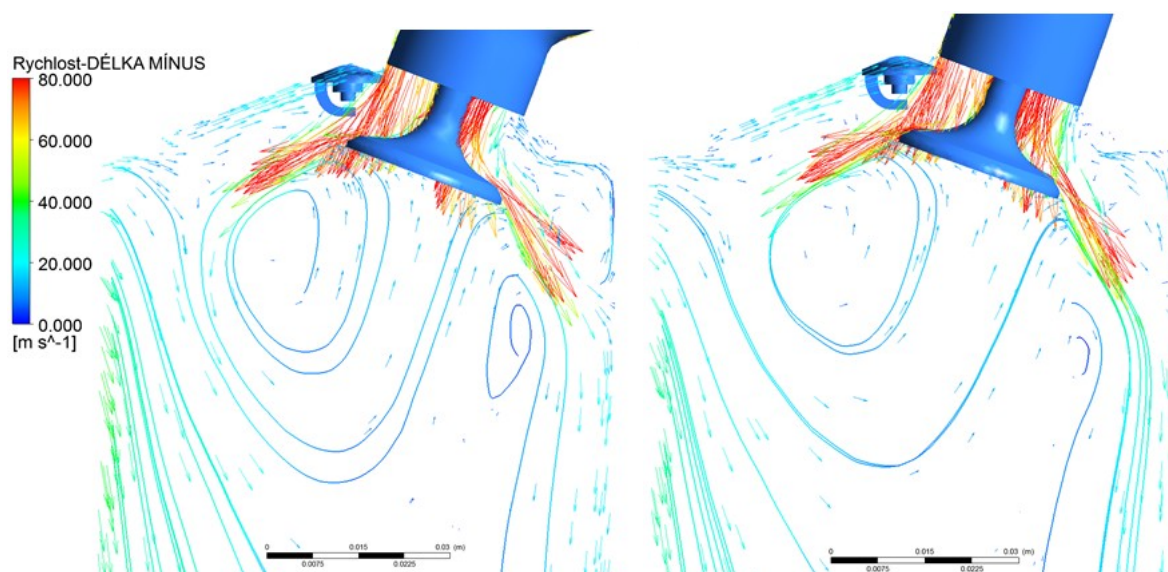
7.3 VYHODNOCENÍ VÝPOČTŮ DÉLKOVÉ VARIANTY SACÍCH KANÁLŮ

Tab. 11 Výsledky délkové varianty kanálu

VARIANTA SACÍHO KANÁLU	RYCHLOST [m/s]	HMOTNOSTNÍ TOK [kg/s]
DÉLKA MÍNUS	75,28959	0,080519
DÉLKA PLUS	72,93374	0,084577
PŮVODNÍ	74,54065	0,083132



Obr. 75 Porovnání rychlosti (z leva: délka mínus, délka plus)

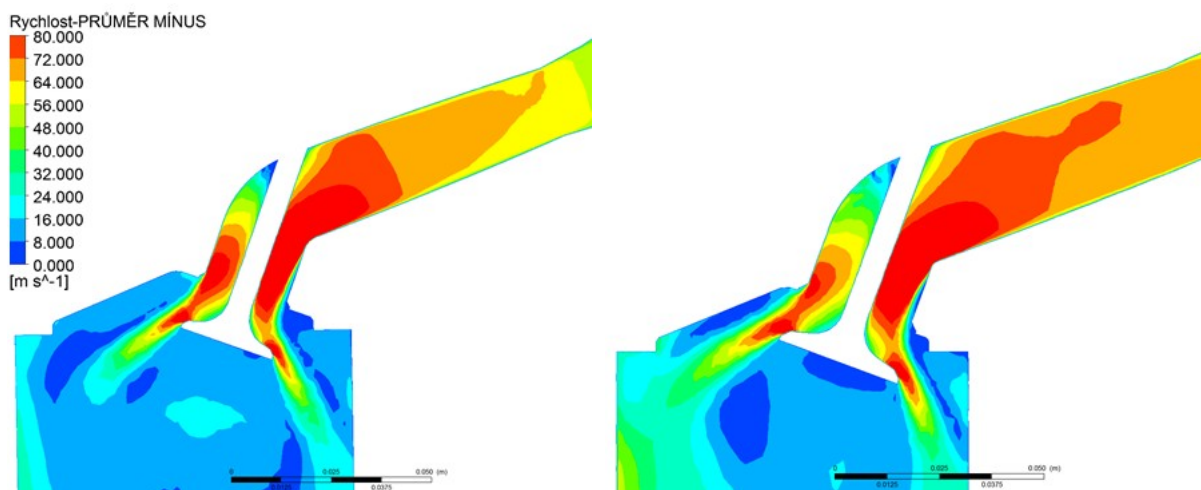


Obr. 76 Zobrazení rychlosti vektory a proudnicemi (z leva: délka mínus, délka plus)

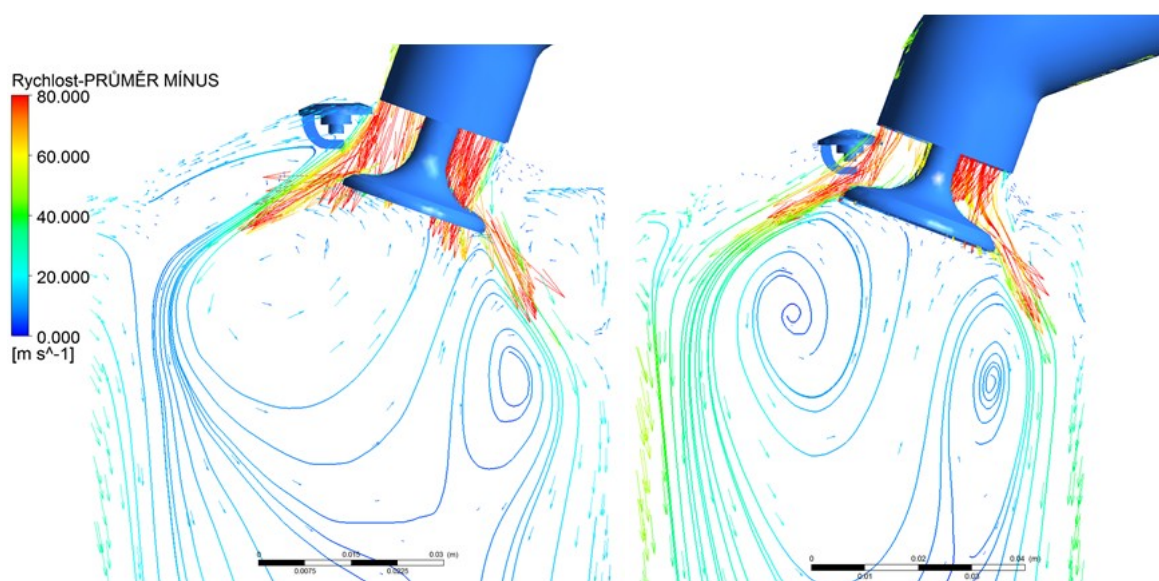
7.4 VYHODNOCENÍ VÝPOČTŮ PRŮMĚROVÉ VARIANTY SACÍCH KANÁLŮ

Tab. 12 Výsledky průměrové varianty kanálu

VARIANTA SACÍHO KANÁLU	RYCHLOST [m/s]	HMOTNOSTNÍ TOK [kg/s]
PRŮMĚR MÍNUS	57,20737	0,069154
PRŮMĚR PLUS	75,88291	0,101343
PŮVODNÍ	74,54065	0,083132



Obr. 77 Porovnání rychlosti (z leva: průměr mínus, průměr plus)



Obr. 78 Zobrazení rychlosti vektory a proudnicemi (z leva: průměr mínus, průměr plus)



8 OPTIMALIZACE SACÍHO KANÁLU

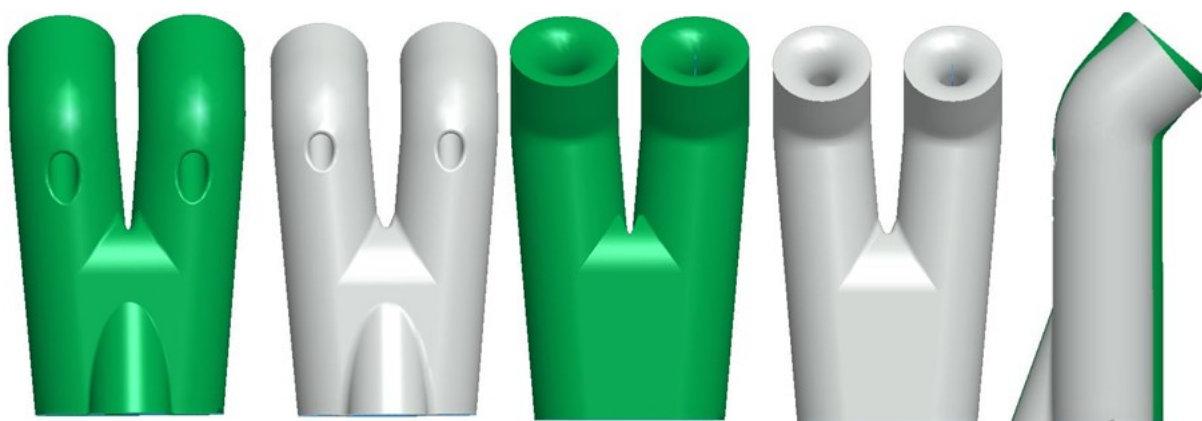
Na základě vyhodnocení výpočtů všech variant sacích kanálů mohu provést jejich optimalizaci. Rozhodujícím faktorem, pro optimalizaci je hodnota hmotnostního toku ve spalovacím prostoru. Této hodnoty chceme dosáhnout co nejvyšší a proto z každé entity volím variantu s vyšším hmotnostním tokem. Z úhlové entity volím variantu plus a stejně tak volím plusovou variantu délkovou a průměrovou.

Na základě těchto skutečností využívám parametrického modelu, který jsem si namodeloval v softwaru ProEngineer a edituji hodnoty, které vyplývají z výsledků. Napřimení kanálu volím 143° z původních 130°, délku kanálu volím 18mm z původních 15mm a průměr volím 26,4mm z původních 24mm.

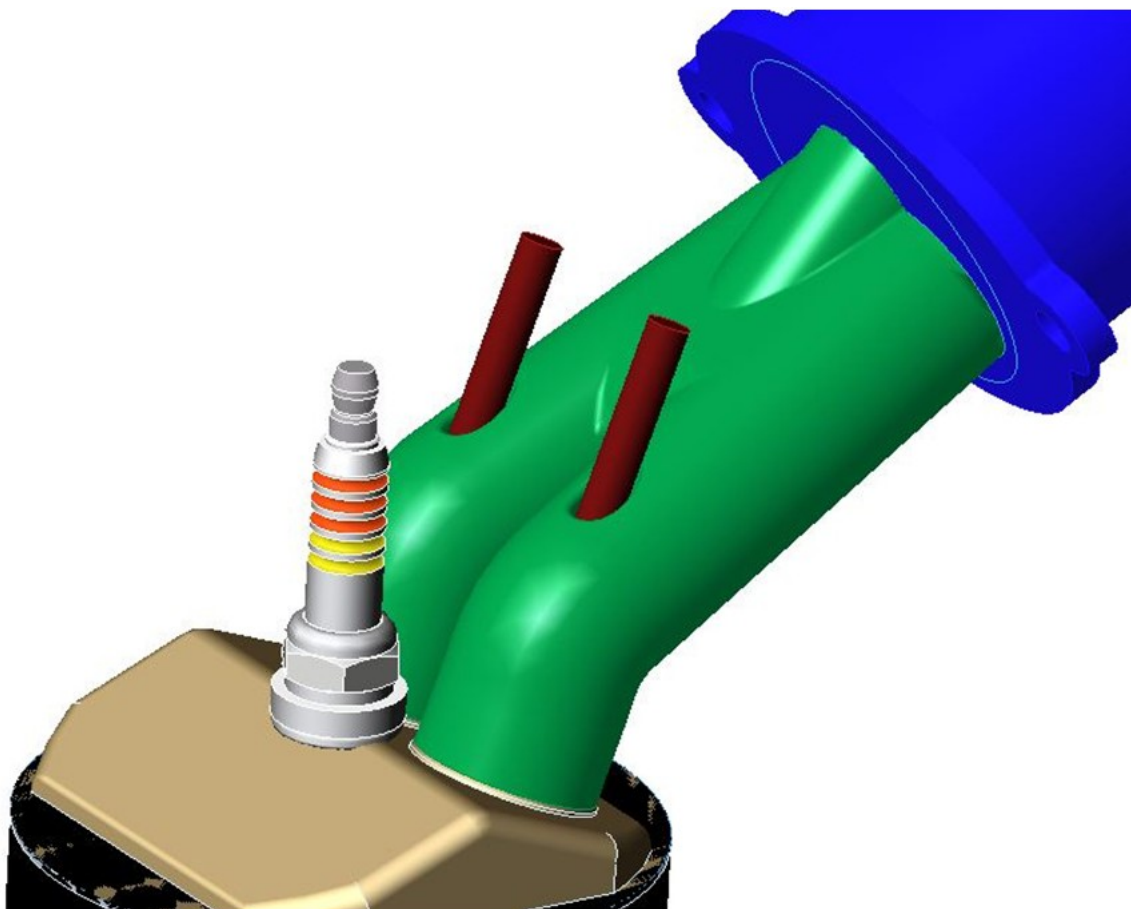
Dále postupuji stejným postupem tj. → úprava parametrického sacího kanálu → vytvoření sestavy → úprava geometrie → vytvoření sítě → vytvoření prizmatické sítě → CFD výpočet.

Tab. 13 Vybrané varianty entit pro provedení optimalizace a jejich rozměry

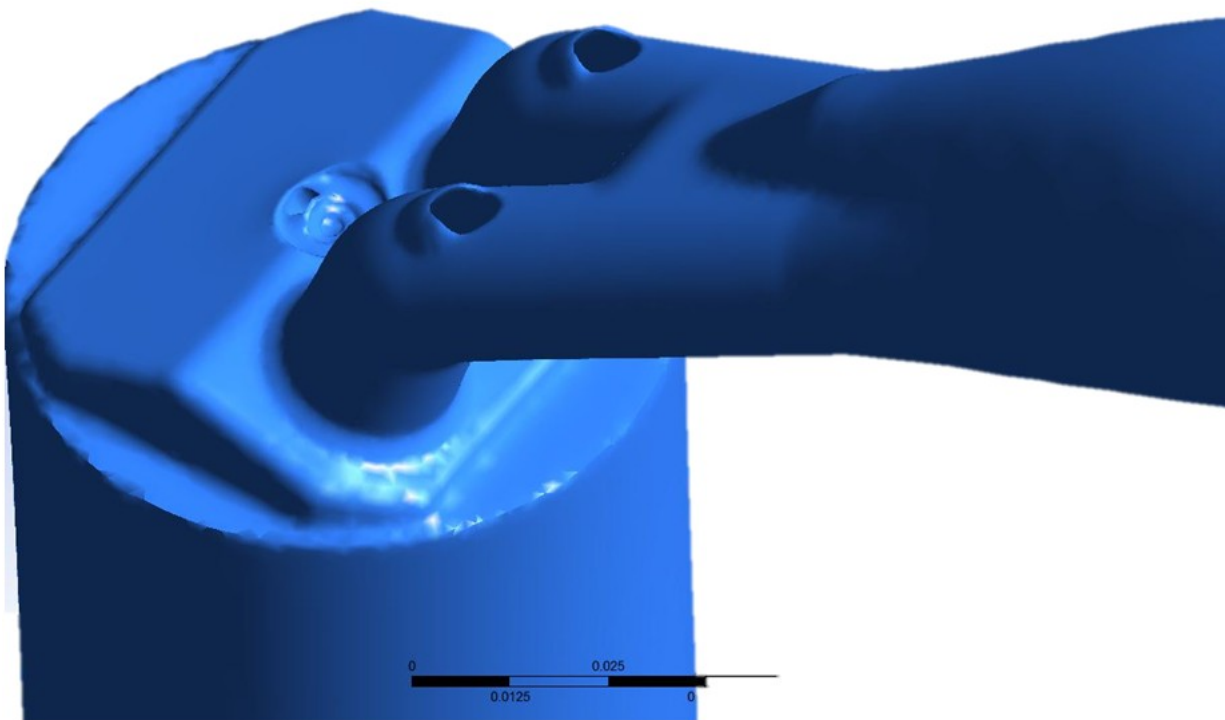
VARIANTA SACÍHO KANÁLU	HMOTNOSTNÍ TOK [kg/s]	ROZMĚR OPTIMALIZOVANÉHO KANÁLU	PŮVODNÍ ROZMĚRY
ÚHEL PLUS	0,086702	143°	130°
DÉLKA PLUS	0,084577	18mm	15mm
PRŮMĚR PLUS	0,101343	ø26,4	ø24



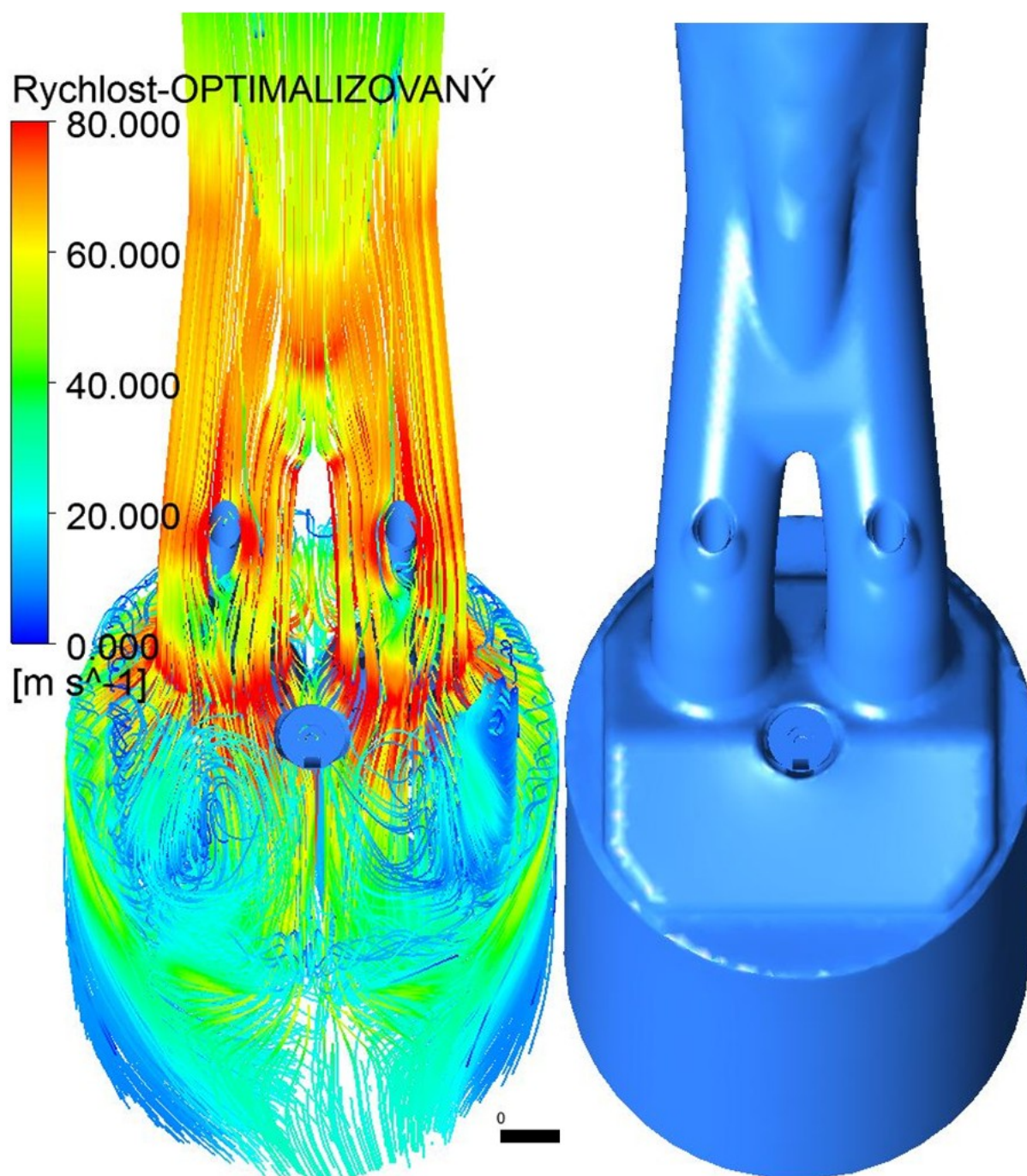
Obr. 79 Nárys, půdorys a bokorys. Optimalizovaný kanál (zelený), původní (bílý)



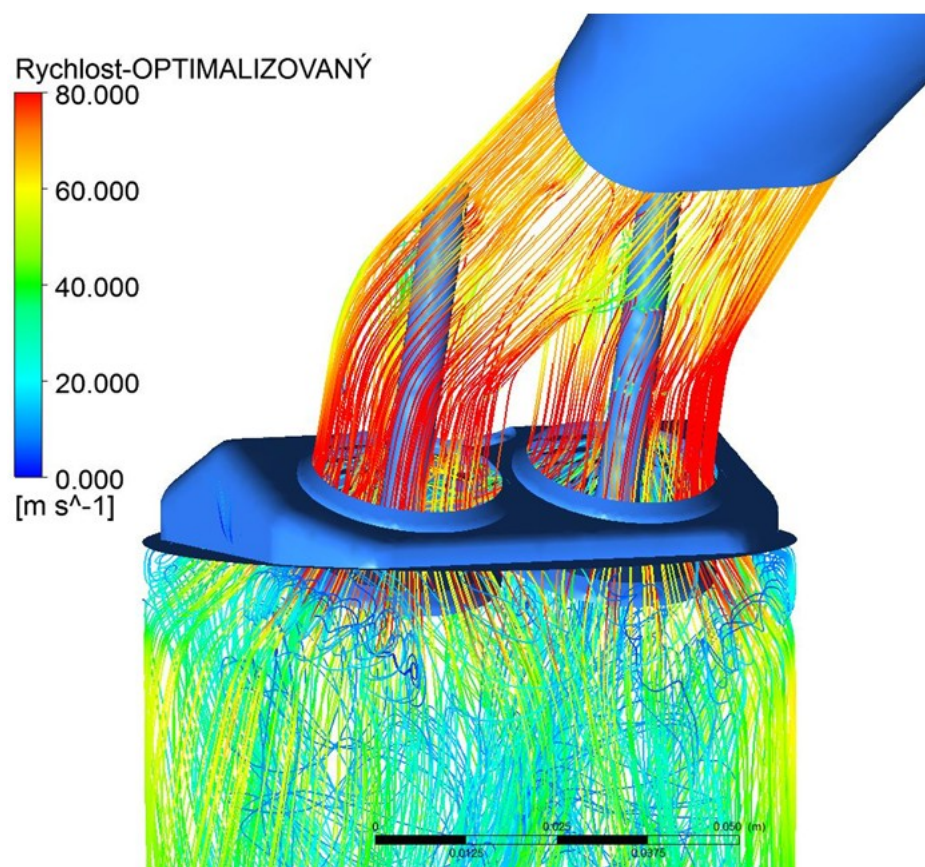
Obr. 80 Optimalizovaná sestava (zelený sací kanál je v reálném motoru vzduchová výplň)



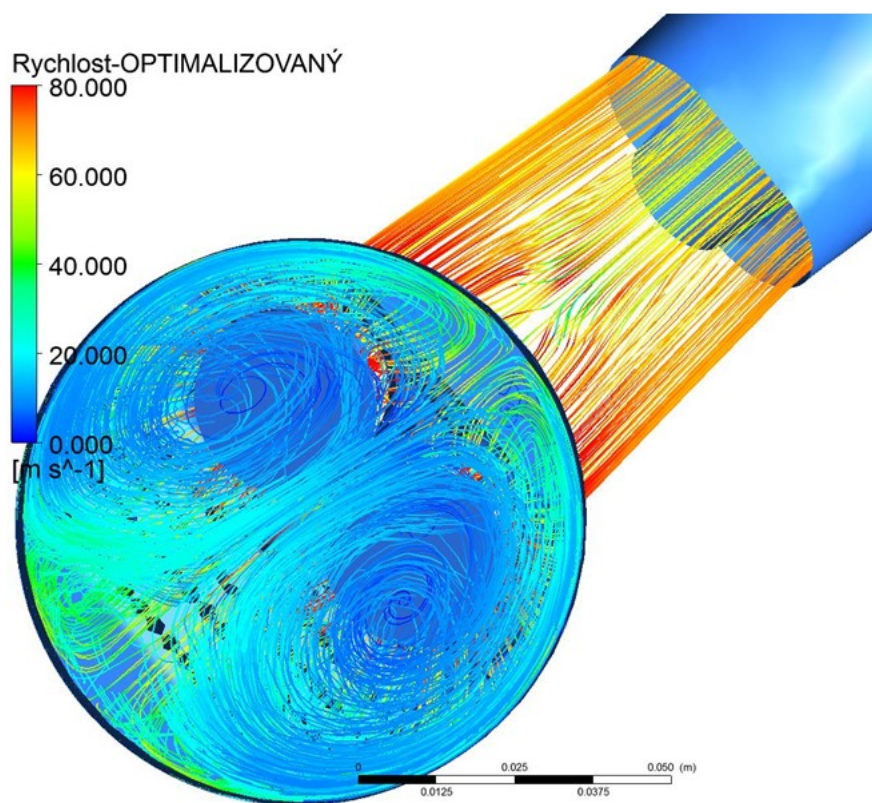
Obr. 81 Optimalizovaná sestava zobrazena programem CFD post



Obr. 82 Zobrazení rychlostních proudnic v sacím traktu optimalizovaném sacím kanálu

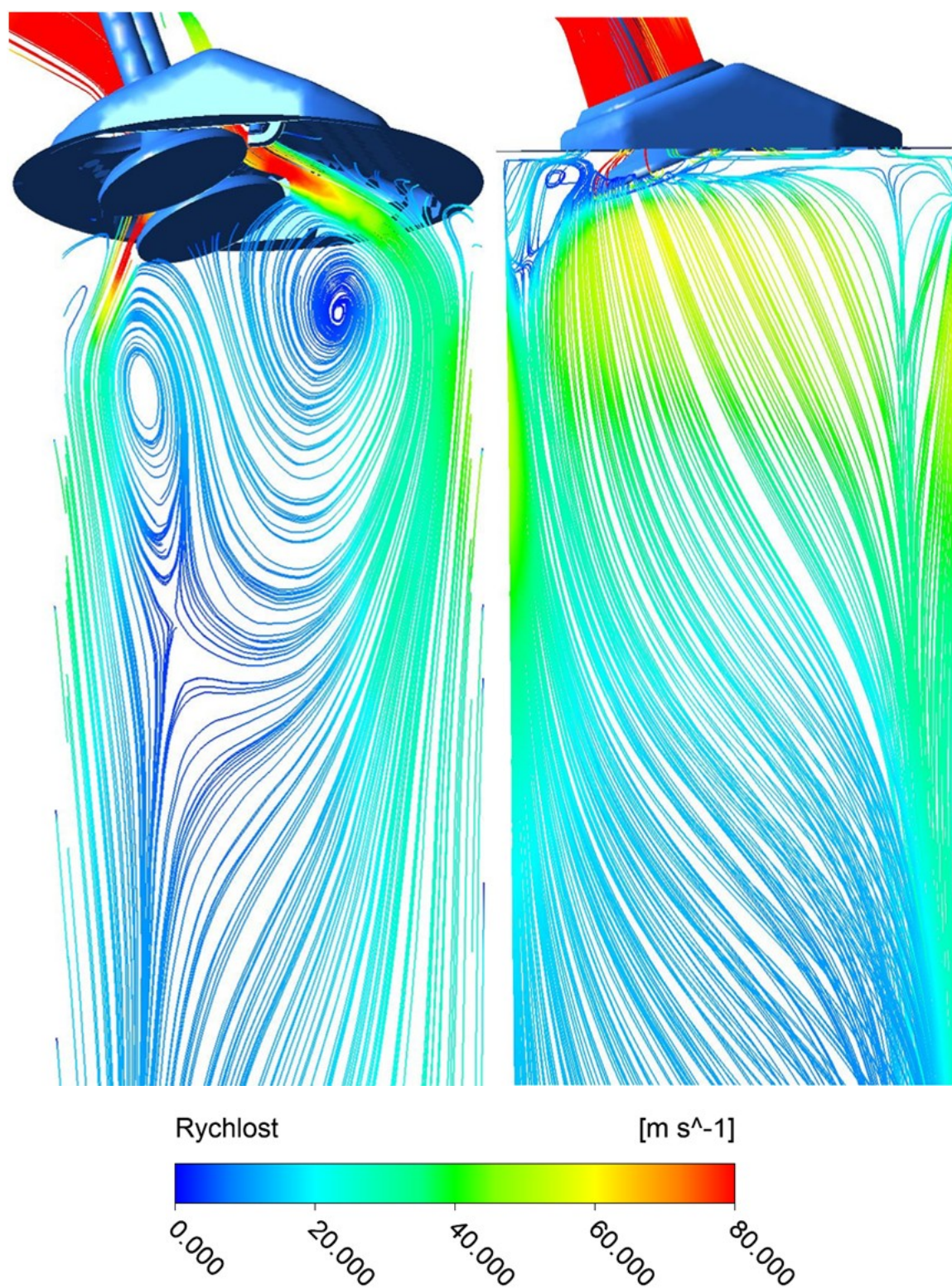


Obr. 83 Zobrazení rychlostních proudnic proudící z nátrubku do spalovacího prostoru



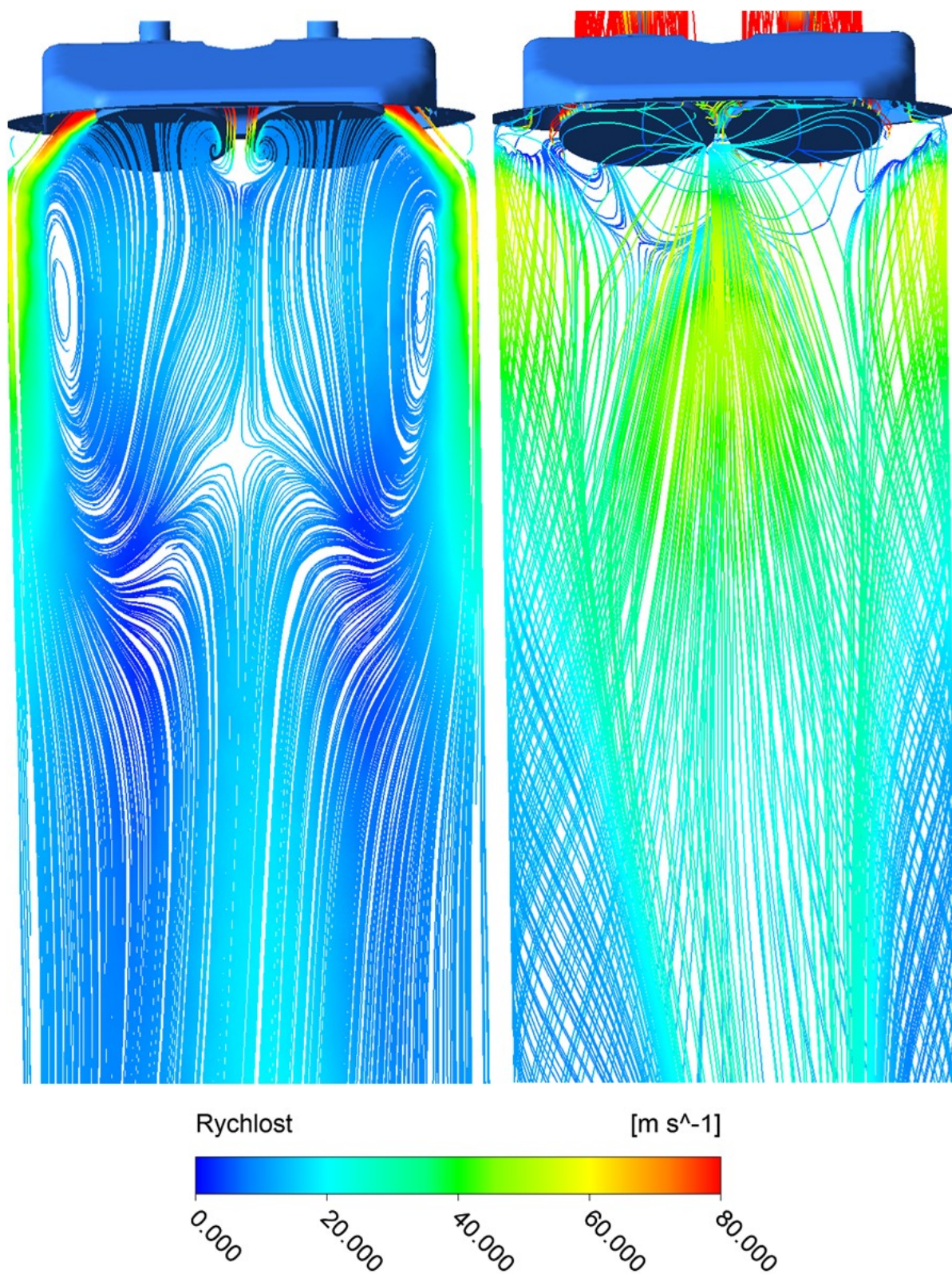
Obr. 84 Zobrazení rychlostních proudnic ve spalovacím prostoru

Na Obr.86 (vlevo) je zobrazen bokorys proudnic procházející rovinou spalovacího prostoru osou ventilu. Pod ventily je dobře viditelný vír. Na obrázku (vpravo) taktéž bokorys, jsou proudnice zobrazeny na stěnách spalovacího prostoru.

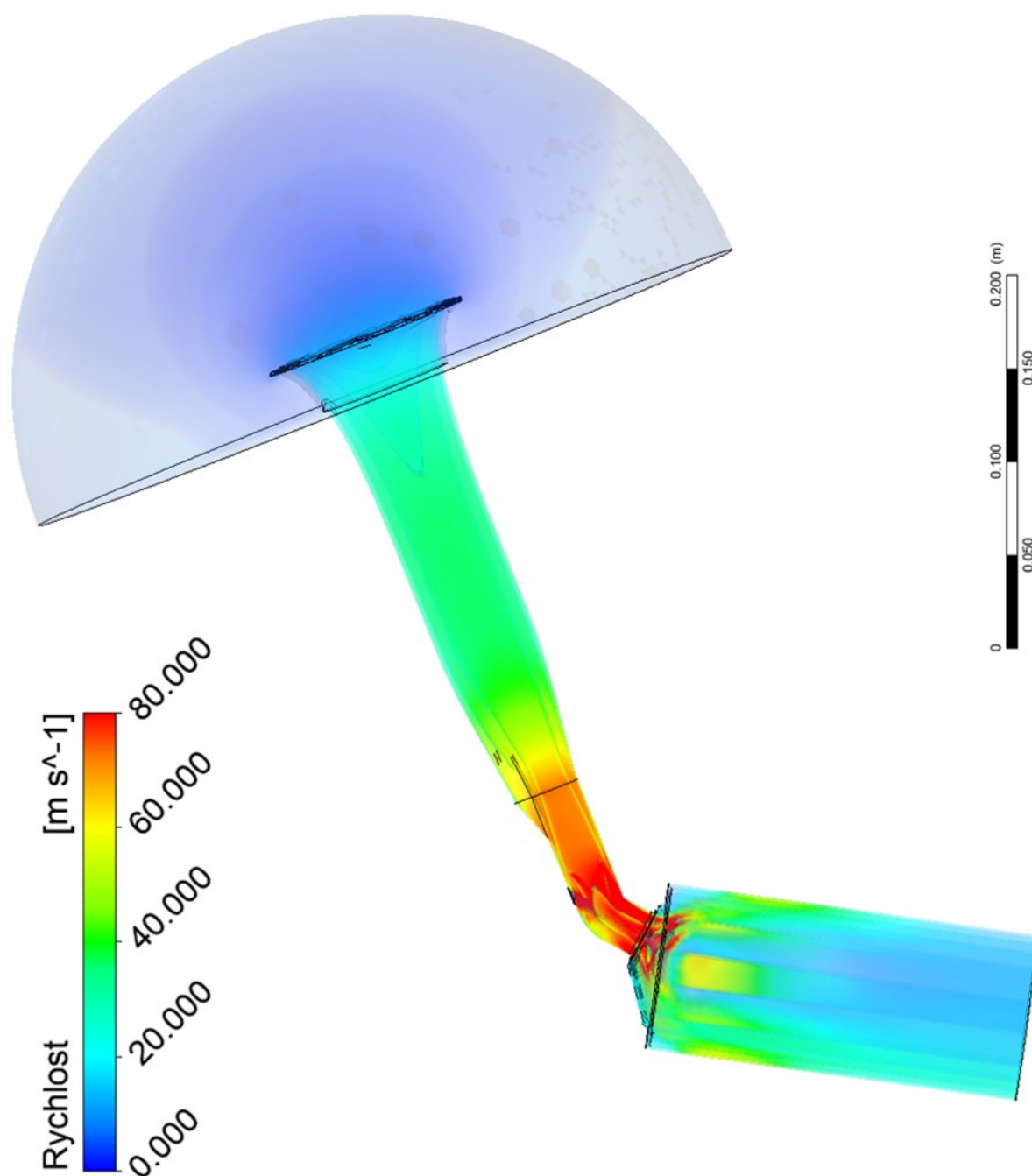


Obr. 85 Zobrazení rychlostních proudnic

Na Obr.87 (vlevo) je zobrazen nárys proudnic procházející rovinou spalovacího prostoru osou ventilu. Pod ventily je dobře viditelný vír. Na obrázku (vpravo) taktěž nárys jsou proudnice zobrazeny na stěnách spalovacího prostoru.



Obr. 86 Zobrazení řezu rychlostních proudnic procházející osou spalovacího prostoru



Obr. 87 Zobrazení rychlostí optimalizovaného sacího traktu 3D renderem



9 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ CFD

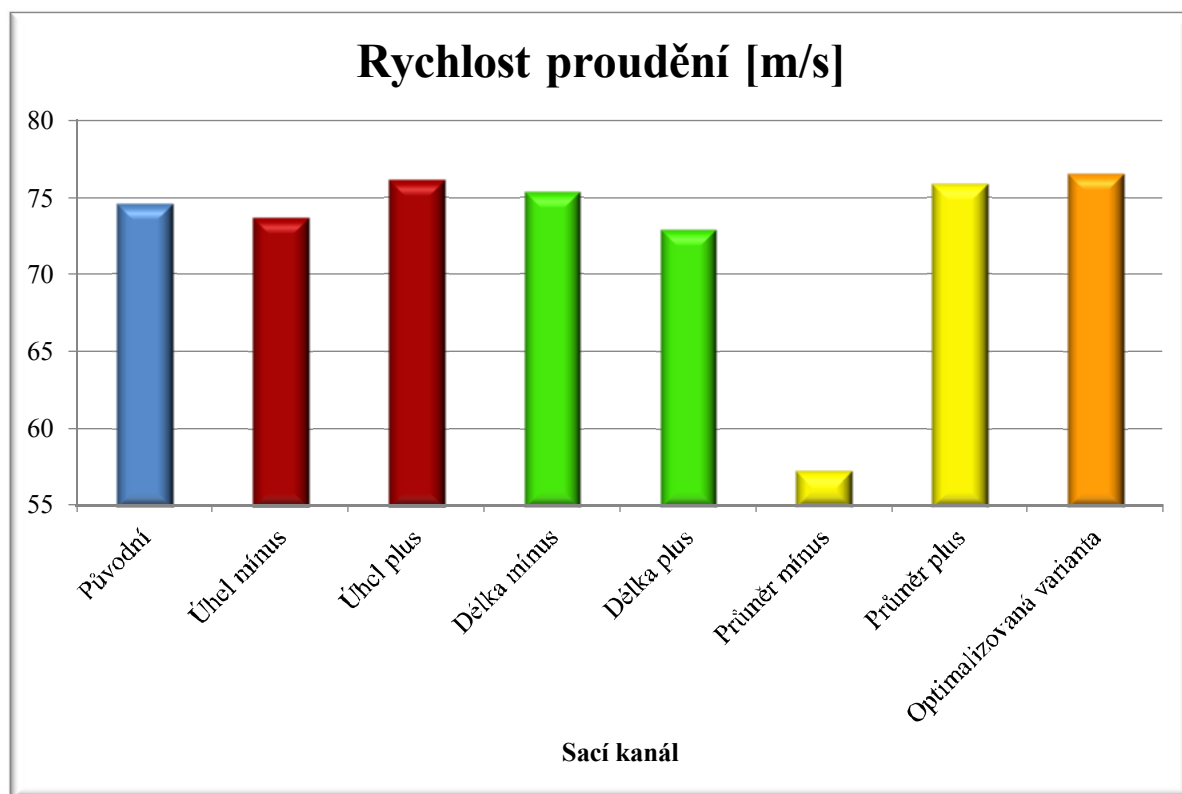
Po ukončení výpočtu všech variant sacích kanálů jsem získaná data exportoval do tabulkového editoru. Pro každou variantu mám k dispozici minimálně 3000 výpočtů. Abych získal, co nejpřesnější výsledky z průměroval jsem posledních 500 zaznamenaných hodnot v každé z variant kanálu, kde se dá předpokládat, že výsledky jsou ustálené a z konvergované. Tyto výsledky jsem zapsal do Tab.14, 15 a zobrazil v grafu Obr.89,90 ze kterých je dobře patrná rychlost a hmotnostní tok pro všechny vypočítané varianty sacích kanálů.

Tab. 14 Výsledky rychlosti proudění

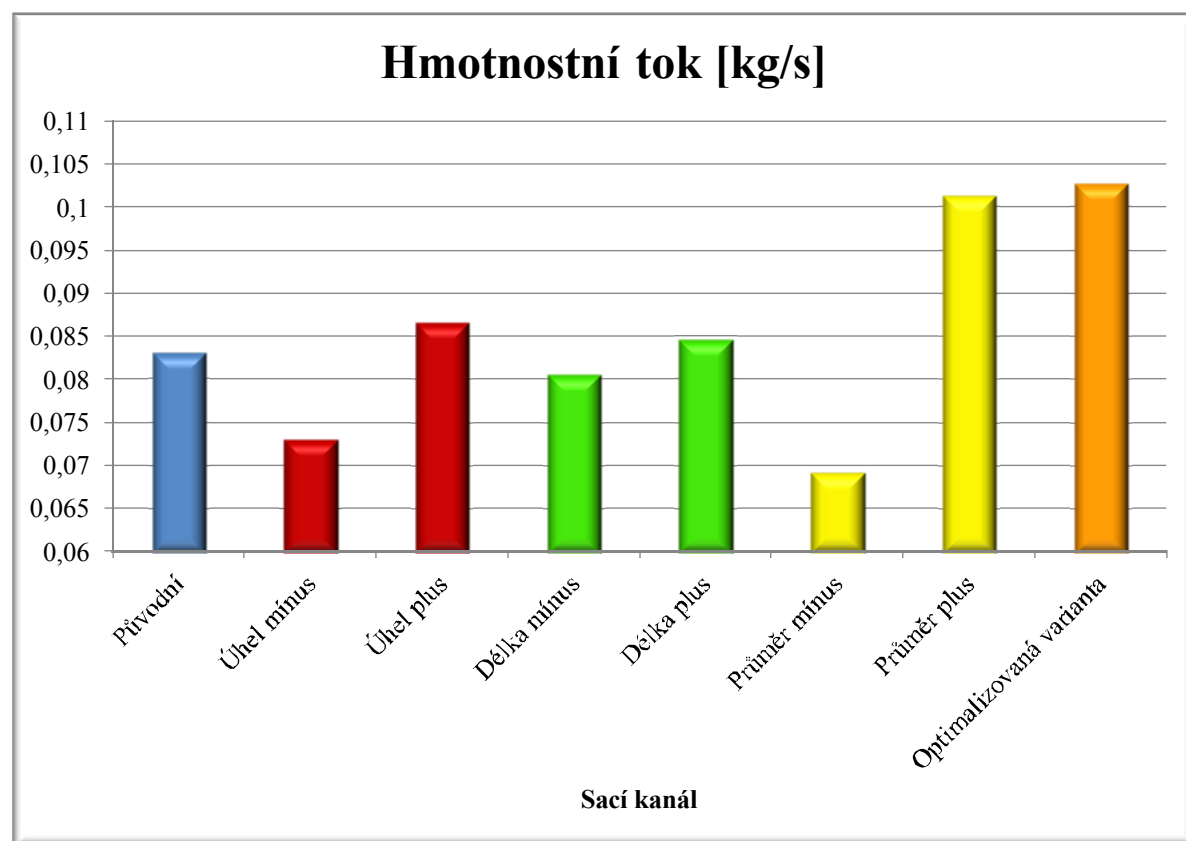
VARIANTA SACÍHO KANÁLU	RYCHLOST [m/s]
PŮVODNÍ	74,54065
ÚHEL MÍNUS	73,65793
ÚHEL PLUS	76,07747
DÉLKA MÍNUS	75,28959
DÉLKA PLUS	72,93374
PRŮMĚR MÍNUS	57,20737
PRŮMĚR PLUS	75,88291
OPTIMALIZOVANÁ	76,51208

Tab. 15 Výsledky hmotnostního toku

VARIANTA SACÍHO KANÁLU	HMOTNOSTNÍ TOK [kg/s]
PŮVODNÍ	0,083132
ÚHEL MÍNUS	0,073026
ÚHEL PLUS	0,086702
DÉLKA MÍNUS	0,080519
DÉLKA PLUS	0,084577
PRŮMĚR MÍNUS	0,069154
PRŮMĚR PLUS	0,101343
OPTIMALIZOVANÁ	0,102817



Obr. 88 Graf znázorňuje rychlost proudění v jednotlivých provedení sacích kanálů



Obr. 89 Graf znázorňuje hmotnostní tok v jednotlivém provedení sacích kanálů



Na Tab.16 můžeme pozorovat proces změny rychlosti a změny hmotnostního toku na základě změny optimalizace vůči původní variantě. Víceméně ve všech variantách se změnou optimalizace nepřímo úměrně rostou kladné hodnoty a klesají záporné hodnoty. Výjimkou je varianta délky, kde rostoucí hodnoty optimalizace mají klesající hodnoty rychlosti a naopak.

Tab. 16 Procentuální porovnání

VARIANTA	Změna optimalizace	Změna rychlosti	Změna hmotnostního toku
ÚHEL MÍNUS	-10%	-1,2%	-12,2%
ÚHEL PLUS	+10%	+2%	+4,3%
DÉLKA MÍNUS	-20%	+1%	-3,2%
DÉLKA PLUS	+20%	-2,2%	+1,7%
PRŮMĚR MÍNUS	-10%	-24,3%	-16,8%
PRŮMĚR PLUS	+10%	+1,8%	+21,9%
OPTIMALIZOVANÁ	-	2,6%	+23,7%

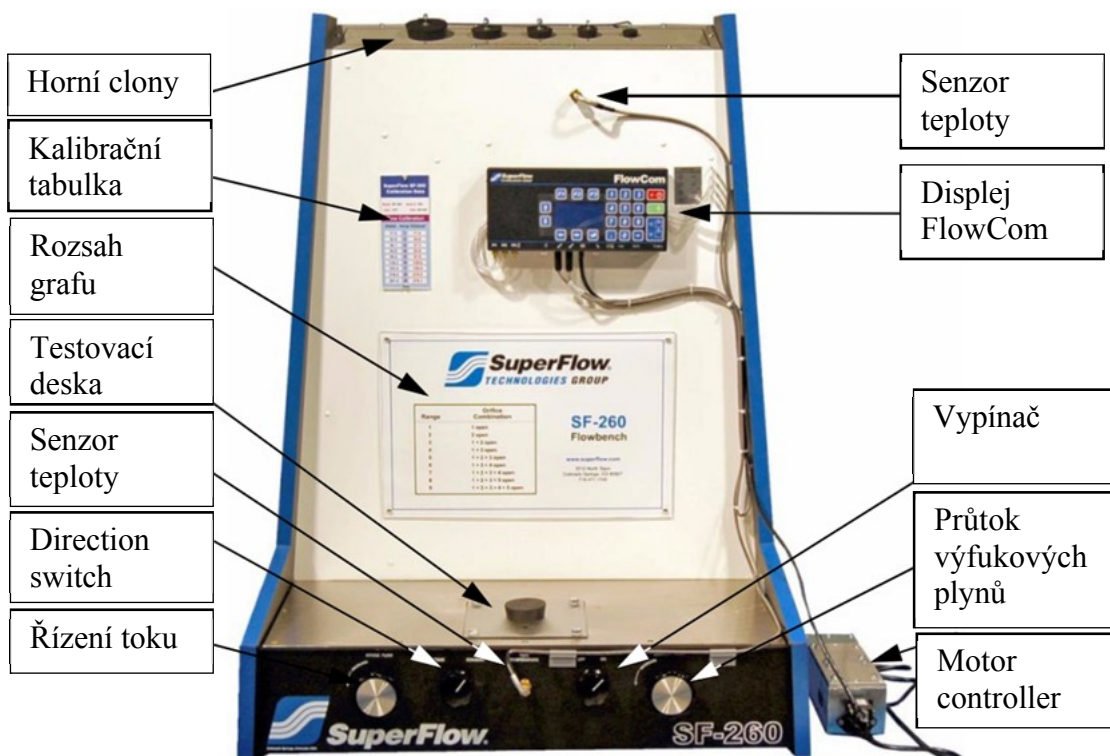


10 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

Zkouška byla provedena na průtokoměru ve školní laboratoři FSI-VUT přístrojem od společnosti FlowCom model SuperFlow SF-260. Jedná se o profukovací zařízení, na kterém se testuje průtok vzduchu a odpor sacího potrubí. Všechna naměřená data jsou průběžně zaznamenávána do počítače prostřednictvím USB připojení a to v reálném čase. Účelem experimentálního měření je prakticky ověřit a porovnat výsledky vypočítané počítačovou simulací s výsledky naměřenými na průtokoměru. Výchozí podmínky jsou nastaveny stejně jako u počítačové simulace. Monitorovat a sledovat se bude hmotnostní tok původního sacího kanálu.

Vlastnosti přístroje:

- Automaticky vypočítává a zobrazuje tok na velkém grafickém displeji
- Automaticky reguluje tlak
- Snadné ovládání
- Kompaktní
- Soběstačný mikroprocesor tudíž není třeba externího počítače
- Robustní konstrukce, aby vydržela drsné průmyslové podmínky
- Velká numerická klávesnice pro zadávání dat
- Snadno proveditelná aktualizace softwaru pomocí USB rozhraní



Obr. 90 Průtokoměr SuperFlow SF-260



Obr. 91 Displej FlowCom

Tab. 17 Popis funkcí displeje

POWER • vypnutí / zapnutí	F2 • Kalibrace. Vyvolá funkce kalibrace.
MOTOR • spínač motoru	F3 • Testová funkce.
FLOW DIRECTION • tlačítko pro výběr směru proudění	BACK ARROWS • Zpětně vyvolá data.
UP ARROWS • scrollovací tlačítko	FORWARD ARROW • Tlačítko vpřed.
DOWN ARROWS • scrollovací tlačítko	BENT ARROW • Enter. Aktivuje vybraná data.
F1 • Konfigurace. Vyvolá konfigurační menu	NUMERIC KEYS • Numerická klávesnice

Tab. 18 Popis vstupů do displeje

POZICE	NÁZEV	POPIS
1	USB PORT	Vstup USB pro komunikaci se software
2	MOTOR CONTROLLER	-
3	TEMPERATURE INPUT	Teplotní vstup používaný na opravu údajů
4	SWIRL OR TUMBLE	Snímač, frekvence, analogový vstup
5	INPUT	Rychlostní sonda, vstupní tlak. Slouží k výpočtu rychlosti vzduchu

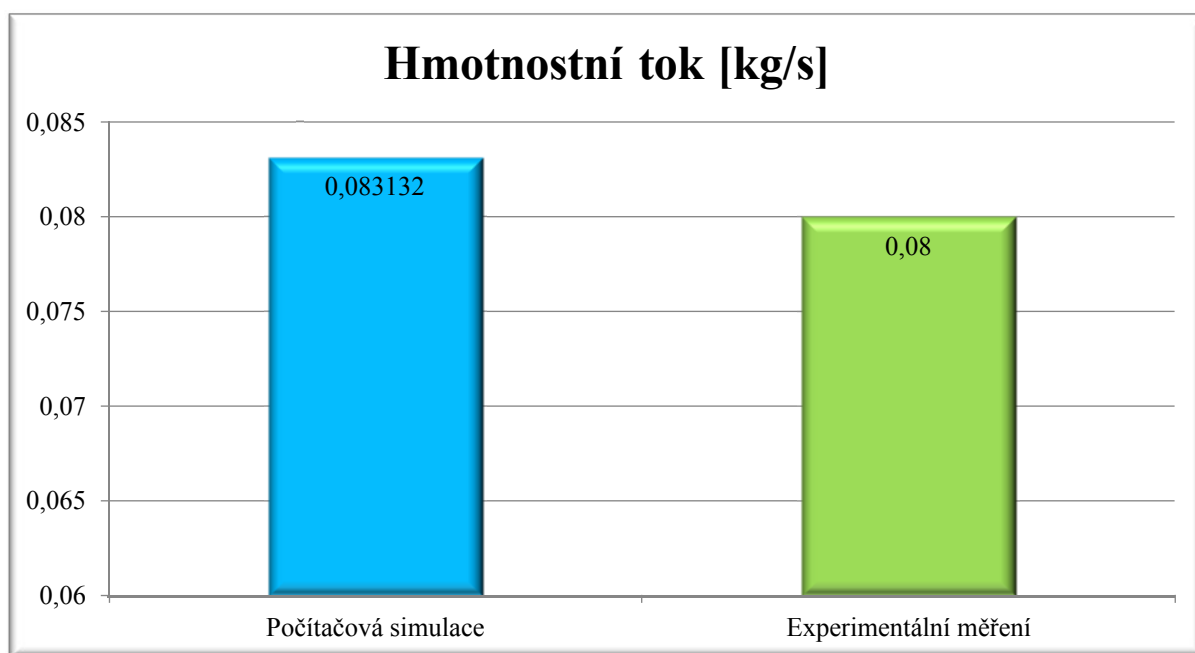


Zkouška byla provedena v laboratoři VUT speciálně vybavené pro automobilní ústav. Cílem je změřit hodnotu hmotnostního toku původního sacím kanálem a porovnat ji s počítačovými výsledky. Aby se tyto dva výsledky mohly mezi sebou vůbec porovnat, je nutné nastavit stejné vstupní podmínky, které jsme zvolili v počítačové simulaci. Po zadání vstupních podmínek je provedena zkouška na průtokoměru FlowCom a data jsou zaznamenávány v počítači. Čidla zaznamenají data, která se ihned zobrazují v PC. Výstupem je hodnota hmotnostního toku 0,09 kg/s.

Hodnota hmotnostního toku byla reálnou zkouškou naměřena menší než hodnota simulovaná počítačem. To je způsobeno především větším odporem a většími ztrátami proudění v reálném sacím kanálu. V počítačové simulaci jsem v nátrubku nemodeloval vstřikovač což v reálné zkoušce může ovlivnit hodnotu toku. Ve výsledku je tento rozdíl nepatrný. S výsledky jsem spokojený a potvrdila se tím přesnost moderní počítačové simulace metodou CFD.



Obr. 92 Experimentální měření v laboratoři



Obr. 93 Porovnání hmotnostního toku naměřený CFD výpočtem a reálným měřením v laboratoři.



11 ZÁVĚR

Cílem mé práce bylo optimalizovat sací kanál spalovacího motoru na základě reálné geometrie a experimentálně zjistit, jakým způsobem ovlivní deseti až dvaceti procentní změna vybraných rozměrových entit rychlost proudění a hmotnostní tok ve spalovacím prostoru.

Počítačovým modelováním jsem vytvořil unikátní parametrický CAD model sacího traktu, který je možný rozměrově editovat a efektivně upravovat rozměry dle zadání a potřeb konstruktéra a výrazně tím zkrátí časy strávené nad pracným modelováním nových kanálů. Bylo vymodelováno sedm sestav sacích traktů, které byly upraveny v rámci návrhu optimalizace. Každá z nich prošla procesem CFD simulace proudění v programu ANSYS FLUENT a následným výpočtem. Průměrný výpočet jedné sestavy trval cca 10 hodin.

Změnou délkové entity se dosáhlo nejméně výrazných. Ukázalo se, že nemají tak velký vliv na změnu rychlosti a hmotnostního toku. Zde jsem záměrně rozměry editoval s větší procentuální hodnotou, aby výsledky byly znatelnější. Změnou délky do kladných hodnot o 20% se výpočtem hmotnostní tok navýšil o 1,7%. Rychlost zde klesla o 2,2%. Zkrácením délky kanálu o 20% došlo ke změně hmotnostního toku, a to konkrétně k jeho snížení o 3,2%, naopak rychlost vzrostla oproti původní variantě o 1%.

Druhou editovanou entitou byl úhel. Simulace ukázala, že čím je kanál strmější tím méně je střednice kanálu odchýlena od osy válce, tím méně je proudění omezováno změnami směru. Napříměním kanálu o 10% dochází k navýšení hmotnostního toku o 4,3% což je vzhledem k optimalizaci druhý nejvyšší výsledek. Rychlost stoupá o 2%. Když napřímění kanálu zmenšíme o 10%, ztrácíme hmotnostní tok až o 12,2% což je poměrně vysoká ztráta, ale rychlost se tolik nemění, pouze o 1,2%.

Simulací proudění se prokázalo, že průměr sacího kanálu je ve vztahu k průměru vrtání válce a průměru sacího ventilu podstatným faktorem pro hmotnost vzduchu přiváděného do válce a ze všech variant měla jeho plusová varianta největší vliv na hmotnostní tok. S navýšením průměru o 10% získáme zvýšení hmotnostního toku až o 22% a pouze 1,8% na rychlosti. Zmenšením průměru o 10% dochází k poklesu hmotnostního toku o 16,8%. Ale výraznou změnou je rychlost, která klesá téměř o 25%.

Z těchto výsledků jsem vybral ty varianty, u kterých došlo k navýšení hmotnostního toku tzn, že jsem napřímil sací kanál o 13°, délku prodloužil o 3mm a průměr zvětšil o 2,4mm a provedl optimalizaci. Výsledky, které vyplývají ze simulace a výpočtů ukázaly, že hmotnostní tok se zvýšil o 23,7%. Hmotnostní tok je sice největší, ale mé očekávání v rámci tří změn rozměrových entit bylo podstatně větší a to na úrovni kolem 27-30%. Rychlost se zvýšila o 2,6%. Nicméně i přesto jsem s výsledky spokojen a 23,7% určitě není zanedbatelná hodnota.

Zhodnocené výpočty ukázaly, že tvar sacího kanálu je významným faktorem pro naplnění válce a výrazně ovlivňuje hmotnostní tok a rychlost se změnou rozměrů už od deseti procent. U sportovních vozů, kde o výsledcích rozhodují sekundy, by optimalizace sacího kanálu o 10% mohla zvýšit výkon motoru a mohla tak ovlivnit vítězné příčky závodníků.

Experimentálním měřením byly porovnány výsledky naměřené počítačovou simulací CFD s reálnou zkouškou na průtokovém měřidle. Reálné výsledky ukázaly nepatrný rozdíl, který byl způsoben většími odpory proudění v reálném sacím traktu a tím se potvrzuje fakt, že simulace počítačovou metodou je řešením budoucnosti, pro vývoj moderních spalovacích motorů.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, F. Vozidlové spalovací motory. Vydáno v Brně, 2003. 578s ISBN 80-238-8756-4.
- [2] HYDROMECHANIKA. VUT Brno – FSI, EÚ-OHS V.K, Mechanika tekutin 122 s.
- [3] WIKIPEDIE, Otevřená internetová encyklopedie, Poslední editace 9. 4. 2011 Zdroj z (http://cs.wikipedia.org/wiki/Hlavn%C3%AD_strana).
- [4] RAUCHER, J., Vozidlové motory – studijní opory Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 1992. 156 s.
- [5] HASAL P., SCHREIBER I., Chemické inženýrství I. 2nd. Vysoká škola chemicko-technologická v Praze. Praha, 2007. ISBN 978-80-7080-002-7.
- [6] HOFMANN, K., Proudění ve spalovacích motorech. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 1992. 97 s.
- [7] JANALÍK, J., ŠTÁVA, P., Mechanika tekutin. Vysoké škola Báňská – technická universita Ostrava. 123 s.
- [8] BAUMRUK, Pavel., Problematika náplně spalovacích motorů. České vysoké učení technické v Praze, 1996. 62 s.
- [9] MOTOTREND, zdroj z (<http://www.motortrend.com/index.html>).
- [10] ŠOB, F., Hydromechanika. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2002. 238 s.
- [11] JENVEY., Fuel Injection Throttle Bodies and Induction Systems, Zdroj z (<http://www.jenvey.co.uk/home/standard-kits/jenvey-dynamic/suzuki-hyabusa-ss42-taper-kit-cksi01>).
- [12] AUDIKLUB., TechWiki. Zdroj z (<http://www.audiklub.cz/techwiki>).
- [13] SOBRIETY s.r.o., Sobriety cfd group. Zdroj z (<http://www.sobriety.cz/index.htm>).
- [14] MXTECH., Mxtech eshop. Zdroj z (<http://www.mxtech-eshop.cz/mxtech-eschop/eschop/7-1-motor/179-3-SUZUKI/5/17857-Saci-ventil-SUZUKI-DR-125>).
- [15] ANSYS., Cfd post tutorial. Ansys help system, 2010.
- [16] ANSYS., Icem tutorial. Icem help system, 2010.
- [17] ANSYS., Fluent tutorial. Fluent help system, 2010.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

B	$[\text{Jkg}^{-1}]$	bernoulliho integrační konstanta
c	$[\text{m}^{1/2}\text{s}^{-1}]$	Chézyho součinitel
c_p	$[\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
c_v	$[\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita při konstantním objemu
D	$[\text{mm}]$	průměr
d	$[\text{m}]$	průměr
Eu	$[-]$	Eulerovo
F	$[\text{N}=\text{kg.m.s}^{-2}]$	síla
F_p	$[\text{N}]$	tlaková síla – plošná síla
h	$[\text{m}]$	výška, svislá vzdálenost, hloubka
h_z	$[\text{m}]$	ztrátová výška
i, j, k	$[1]$	jednotkové vektory
k	$[\text{m}]$	absolutní drsnost stěny
l	$[\text{m}]$	délka, vzdálenost
m	$[\text{Kg}]$	hmotnost
n	$[1]$	index toku
η	$[\text{Pa.s}]$	dynamická viskozita
p	$[\text{Pa}]$	tlak
p_d	$[\text{Pa}]$	dynamický tlak
p_z	$[\text{Pa}]$	tlaková ztráta
Q	$[\text{J}]$	teplo
Q_s	$[\text{Kg.s}^{-1}]$	Skutečný objemový průtok
Q_T	$[\text{m}^3\text{s}^{-1}]$	Teoretický objemový průtok
Q_v	$[\text{m}^3\text{s}^{-1}]$	objemový průtok
r	$[\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}]$	měrná plynová konstanta
r	$[\text{m}]$	poloměr
Re	$[-]$	reynoldsovo číslo
S	$[\text{m}^2]$	plocha
T	$[\text{K}]$	teplota
t	$[\text{°C}]$	teplota



t	[s]	čas
V	[m ³]	objem
ν	[m ² s ⁻¹]	kinematická viskozita
v	[ms ⁻¹]	rychlost, relativní rychlost
ν	[m ³ kg ⁻¹]	měrný objem
V	[m ³]	objem
V'	[m ³ s ⁻¹]	objemový průtok
V_s	[ms ⁻¹]	střední rychlost průtoku
W	[ms ⁻¹]	rychlost
x	[m]	souřadnice
y	[m]	souřadnice
z	[m]	souřadnice
ζ	[-]	restituční koeficient
κ	[-]	poissonova konstanta
λ	[Rad]	úhel, směrový úhel
λ	[Nm ³]	měrná tíha
μ	[1]	výtokový součinitel
ρ	[kgm ⁻³]	hustota
τ	[Pa; Nm ⁻¹]	tečné (smykové napětí)
φ	[rad]	úhel
φ	[1]	rychlostní součinitel
Poznámka	-	Střední hodnoty značeny pruhem
Poznámka	-	Flukтуаční hodnoty značeny čárkou
Poznámka	-	Vektory značeny tučně